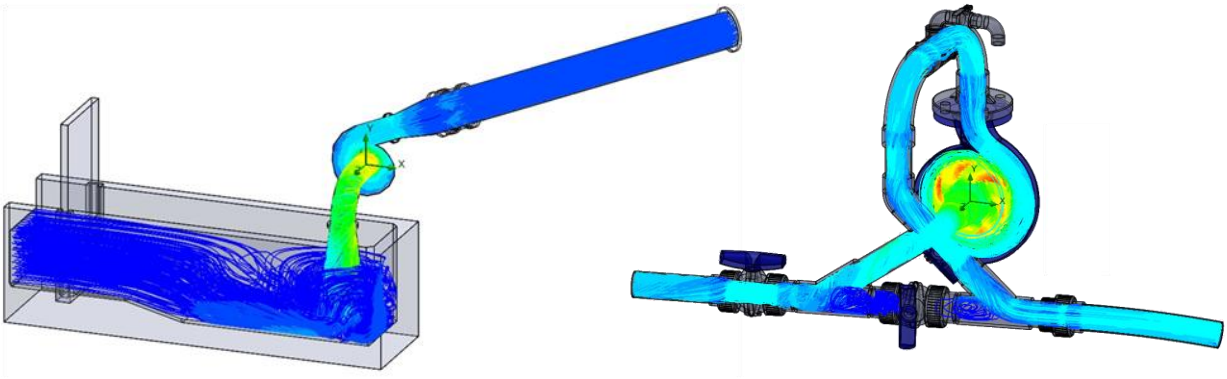
INSTITUTO SUPERIOR TÉCNICO
Universidade Técnica de Lisboa



Eficiência hidrodinâmica e optimização no projecto de aproveitamentos hidroeléctricos

Ana Lúcia Cardoso Pereira

Dissertação para a obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Civil

Júri

Presidente: Profº. Doutor Antonio Jorge Silva Guerreiro Monteiro
Orientador: Profª. Doutora Helena Margarida Machado da Silva Ramos Ferreira
Vogais: Profº. Doutor José Carlos Páscoa Marques

Outubro 2010

RESUMO

Este estudo inclui investigação teórica e análises numéricas e experimentais em componentes de aproveitamentos hidroeléctricos de quedas médias a elevadas. A investigaçãoteórica incide sobre características geométricas e do comportamento hidráulico em acessórios, equipamentos hidromecânicos, como válvulas de controlo de caudal e turbinas de reacção, e na estrutura hidráulica de uma tomada de água. As análises numéricas, efectuadas por recurso a um modelo numérico CFD (Computational Fluid Dynamics), pretendem analisar os fenómenos da hidrodinâmica do escoamento nos referidos componentes, e definir para os mesmos geometrias e condições de operação que permitam eficiências hidráulicas e energéticas mais favoráveis. O objectivo da análise experimental é o registo de resultados que possam ser comparados com os resultados numéricos, a fim de avaliar o nível de precisão dos mesmos e validar o modelo CFD. As análises numéricas são estabelecidas sobre modelos geométricos tridimensionais, representativos dos componentes a analisar, construídos por meio de um modelo de desenho assistido por computador, CAD (Computer Aided Design). Por recurso ao modelo CFD efectuam-se análises da hidrodinâmica do escoamento, em diferentes configurações geométricas de cada componente, para diferentes condições de fronteira do campo de escoamento nos vários componentes, e diferentes condições de operação. Os resultados obtidos para as diferentes simulações são comparados, ou seja efectua-se uma análise de sensibilidade que permite determinar os efeitos que as variações na geometria, nas condições de fronteira e de operação têm sobre o campo de escoamento resultante. Em função da descrição numérica obtida para o campo de escoamento em cada simulação, dos resultados das análises de sensibilidade e dos objectivos a atingir em termos de eficiência hidráulica e energética, definem-se geometrias e condições de operação para os respectivos componentes, que conduzem a desempenhos ajustados às eficiências requeridas. Assim, com vista a definir as geometrias e as condições de operação óptimas para cada componente, é seguido um processo de optimização apoiado por análises de sensibilidade aos resultados numéricos. Os cálculos numéricos efectuados por recurso ao modelo CFD têm por base as equações de Navier-Stokes e modelos analíticos que regem fenómenos hidrodinâmicos, como a turbulência do escoamento, que o modelo CFD utilizado analisa por meio do modelo de turbulência $k-\varepsilon$, que tem incorporado na formulação matemática. Em laboratório analisa-se o comportamento hidráulico do escoamento numa bomba – turbina para vários valores de caudal, queda útil e da velocidade de rotação da mesma. Analisa-se a distribuição de velocidades com recurso ao UDV (doppler velocímetro ultrasónico). Comparam-se os resultados experimentais com os resultantes de análises numéricas efectuadas sobre o modelo o representativo da instalação em laboratório, para as mesmas condições de fronteira e de operação da bomba – turbina. Este estudo pretende mostrar as potencialidades dos modelos CFD no projecto hidráulico e na área da produção de energia, evidenciando que os mesmos apoiam a definição de geometrias para componentes de aproveitamentos que conduzem a melhores desempenhos, num domínio de condições de operação mais abrangente.

Palavras-chave: aproveitamentos hidroeléctricos, hidrodinâmica do escoamento, modelos CFD, análises experimentais.

ABSTRACT

This study includes theoretical research and numerical and experimental analysis in components of hydroelectric power plants of middle and high heads. The theoretical research focuses on geometric and on hydraulic behavior characteristics of fittings, hydromechanical equipment, as flow control valves and reaction turbines, and on the hydraulic structure of a water intake. The numerical analyses made by the use of a CFD numerical model (Computational Fluid Dynamics), intend to analyze the hydrodynamic phenomena of the flow on those components, and set to the same components the geometry and the operating conditions, that enable more favorable hydraulic and energy efficiencies. The purpose of experimental analysis is the collection of results, in order to compare those results with the numerical results, to assess their accuracy level and validate the CFD model. The numerical analyses are established on tridimensional geometric models that represent the components to be analyzed, constructed by means of Computer Aided Design, CAD, software. By means of a CFD model, flow hydrodynamic analysis are made on different geometric configurations of each component, for different boundary layer conditions of the flow field on the several components, and different operating conditions of those components. The results obtained for the different simulated conditions are compared, that is a sensitivity analysis is made that allows determining the effects of the variations on the boundary geometry, and on the boundary and operation conditions, on the resulting flow field. Depending on the numerical description obtained for the flow field on each simulation, on the sensitivity analysis results, and on the objectives to attain in terms of hydraulic and energetic efficiency, geometries and operating conditions for their components are set that conduct to a performance adjusted to the required efficiency. Thus, in order to define the optimal geometries and operating conditions for each component, an optimization process is followed, supported by sensitivity analyses to the numerical results. The numerical calculations made by means of CFD model are based on Navier-Stokes equations, and on analytical models that govern the hydrodynamic phenomena, as flow turbulence, that the used CFD model analyze by means of $k-\varepsilon$ turbulent model, which is incorporated on the mathematical formulation of the CFD model. In laboratory the hydraulic behavior of the flow in a pump as turbine is analyzed for several volume flow values, and values of head and rotational velocity of the pump as turbine are collected. Flow velocity profiles are collected with a UDV. The experimental results are compared with the results of numerical analysis made on a geometric model that represents the laboratory installation, for the same boundary and operating conditions of the pump as turbine. This study aims to show the potential of CFD models for support the hydraulic project in the area of energy production, evidencing that those models support the geometry definition for hydroelectric power plants components that conduct to better performances, on a wider operating conditions domain.

Keywords: hydroelectric power plants, flow hydrodynamic, CFD models, experimental analyses.

AGRADECIMENTOS

À Professora Doutora Helena Ramos, Professora Associada com Agregação do Instituto Superior Técnico, pela confiança que demonstrou na minha capacidade para efectuar esta dissertação desde o primeiro dia, pelo ensinamento de conhecimentos sem os quais este estudo não seria possível, e pela colaboração e fortes incentivos ao prosseguimento deste estudo. Pelo apoio e total disponibilidade na orientação e na revisão final desta dissertação. Por todas as oportunidades que me proporcionou. E um especial agradecimento à simpatia e boa disposição que sempre me transmitiu.

Ao Filipe do apoio técnico do departamento de Engenharia Civil, pelo apoio à resolução de problemas técnicos computacionais.

Ao Engenheiro Blas Molero, pelo seu apoio na utilização do modelo numérico CFD.

Agradeço em especial aos meus pais, Celeste e Armelindo, por todo o apoio incondicional, compreensão, carinho, amizade, e incentivo que sempre depositaram em mim, e pela paciência que tiveram comigo sempre que necessário. Um mais profundo e sempre insuficiente agradecimento à minha mãe Celeste, que viveu demais esta dissertação.

Ao meu irmão Vítor João, agradeço a disponibilidade constante para ajudar, os conselhos e incentivos transmitidos, e todo tempo que me dedicou.

A todos os meus amigos da Residência Universitária Alfredo Bensaúde, o meu muito obrigada, divirto-me sempre que estou com todos eles. Obrigada por todo o apoio.

Ao Pedro Morgado, companheiro de dissertação, pela sua força, amizade e ajuda que me acompanharam ao longo de toda a elaboração desta dissertação, e por todos os conselhos valiosos.

Ao Nurbaki que surgiu numa fase final desta dissertação para me trazer a calma e a motivação necessárias para a terminar, o meu especial agradecimento.

A força destas palavras é insuficiente para expressar a minha gratidão, a todos os que estiveram ao meu lado a apoiar-me na elaboração desta dissertação.

LISTA DE PUBLICAÇÕES

Durante o período de realização do trabalho de investigação foram submetidos e aceites para publicação os seguintes artigos científicos:

1. Pereira, A. L., Ramos, H. M. Análise da Hidrodinâmica do Escoamento em Componentes de Instalações de Adução. IX Serea'09 Seminario Iberoamericano sobre Planificación, Proyecto y Operación de Sistemas de Abastecimiento de Agua, 24 - 27 de noviembre de 2009, Valencia (España).

2. Pereira, A. L., Ramos, H. M. Caracterização Hidrodinâmica em Singularidades de Circuitos Hidráulicos. 10º Congresso da água, 21 - 24 de Março de 2010, Hotel Pestana Alvor Praia, Algarve.

3. Pereira, A. L., Ramos, H. M. CFD for Hydrodynamic efficiency and design optimization of key elements of SHP. International Journal of Energy and Environment (IJEE).

4. Pereira, A. L., Ramos, H. M. CFD for Flow Design Optimization of Intakes and Outlets in Hydraulic Circuits of SHP. Hidroenergia 2010 small streams make rivers, 16 -19 June 2010, Lausanne, Switzerland.

ÍNDICE DE TEXTO

1 Introdução 1

1.1 Enquadramento 1

1.2 Objectivos e metodologia 3

1.3 Estrutura 5

2 Leis de resistência. Escoamentos permanentes 9

2.1 Perdas de carga contínuas 9

2.1.1 Formulação básica 9

2.1.2 Escoamentos laminares e turbulentos 11

2.1.3 Tensões tangenciais, camada Limite e dissipação de energia. 13

2.2 Perdas de carga localizadas 15

2.2.1 Conceitos básicos 15

2.2.2 Separação da camada limite 16

2.2.3 Perda de carga localizada num alargamento brusco 19

2.2.4 Perda de carga localizada num alargamento suave ou difusor 22

2.2.5 Perda de carga localizada em estreitamentos bruscos e suaves 24

2.2.6 Perda de carga localizada em curvas 26

2.2.7 Perda de carga localizada em bifurcações 27

3 Válvulas…….. 29

3.1 Considerações prévias 29

3.2 Válvulas de controlo de caudal 29

3.2.1 Fundamentos 29

3.2.2 Válvulas de cunha 30

3.2.3 Válvulas de globo 30

3.2.4 Válvulas esféricas 31

3.2.5 Válvulas de borboleta 32

3.3 Acção das válvulas no escoamento 33

3.4 Coeficiente de perda de carga 34

3.5 Coeficientes de vazão 38
3.6 Cavitação em válvulas 41
4 Tomadas de água…… 43
4.1 Introdução 43
4.2 Tomadas de água em aproveitamentos de quedas médias a elevadas 44
4.2.1 Conceitos básicos 44
4.2.2 Componentes de aproveitamentos de quedas médias a elevadas 46
4.2.3 Tipos de tomadas de água 47
4.3 Tomadas de água em aproveitamentos de baixas quedas. 48
4.4 Grelhas 49
4.5 Velocidade através das grelhas e perdas de carga. 50
4.6 Formação de vórtices 54
4.6.1 Regras fundamentais 54
4.6.2 Submersão mínima 58
4.6.3 Dispositivos anti-vórtice 61
5 Turbinas hidráulicas…….. 63
5.1 Fundamentos 63
5.2 Turbinas de acção 64
5.3 Turbinas de reacção 66
5.3.1 Introdução 66
5.3.2 Turbina Francis 66
5.3.3 Turbinas mistas ou diagonais 71
5.3.4 Turbinas hélice e turbinas Kaplan 71
5.4 Bombas rotodinâmicas 72
5.5 Bomba – turbina 73
5.6 Domínios de aplicação 74
5.7 Acção do escoamento sobre o rotor 75
5.8 Semelhança de turbomáquinas. 80
5.9 Número específico de rotações de turbinas 85

5.10 Parâmetros característicos adimensionais 89
5.11 Número específico de rotações de bombas 91
5.12 Variação do rendimento 92
5.12.1 Variação do rendimento com o caudal 92
5.12.2 Variação do rendimento com a queda útil 94
5.13 Cavitação em turbinas 94
6 Modelo computacional. Métodos numéricos 99
6.1 Fundamentos 99
6.2 Equações da dinâmica de fluidos 99
6.2.1 Campo vectorial de velocidades do escoamento 102
6.2.2 Equação da Continuidade 105
6.2.3 Equação de conservação do momento linear 109
6.3 Modelo de turbulência $k-\varepsilon$ 116
6.4 Modelo CFD 3D utilizado 118
6.4.1 Técnica para obtenção da solução numérica 118
6.4.2 Malha computacional 120
6.4.3 Condições de fronteira 121
6.4.4 Convergência e precisão da solução 125
7 Análise de resultados da modelação computacional 129
7.1 Acessórios 129
7.1.1 Considerações gerais e procedimento para a obtenção de resultados 129
7.1.2 Cotovelos e curvas 130
7.1.3 Estreitamentos e alargamentos bruscos e suaves 132
7.1.4 Bifurcação 135
7.2 Válvulas de controlo de caudal 137
7.2.1 Considerações gerais e procedimento para a obtenção de resultados 137
7.2.2 Válvula de cunha 138
7.2.3 Válvula de globo 140
7.2.4 Válvula esférica 142

7.2.5 Válvula de borboleta 144
7.3 Tomada de água 146
7.3.1 Considerações gerais e procedimento para a obtenção de resultados 146
7.3.2 Análise de resultados 148
7.4 Turbinas de reacção e restituições 151
7.4.1 Considerações gerais 151
7.4.2 Procedimento para a obtenção de resultados 152
7.4.3 Francis de escoamento radial 156
7.4.4 Francis de escoamento misto 161
7.4.5 Hélice de cinco pás 166
8 Modelação experimental e modelação computacional. Análise e comparação de resultados 171
8.1 Descrição da instalação e análise de resultados 171
8.2 Resultados da modelação computacional 178
8.3 Comparação entre modelação experimental e computacional 181
9 Conclusões e recomendações 193
9.1 Principais recomendações 193
9.2 Recomendações para futura investigação 195
10 Referências bibliográficas 197

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Distribuição de velocidades em escoamentos (a) laminares e (b) turbulentos (http://me.queensu.ca/people/sellens/teaching/fluids/power_law.php). 12
Figura 2.2: Separação da camada limite. Esteira turbulenta (MASSEY, 2006). 17
Figura 2.3: Separação da camada limite, escoamento inverso, e variação da pressão (MASSEY, 2006). 18
Figura 2.4: Alargamento brusco (MASSEY, 2006). 19
Figura 2.5: Passagem em aresta viva de uma conduta cilíndrica para um reservatório de grandes dimensões. 22
Figura 2.6: Perda de carga em difusores troncocônicos (adaptado de MASSEY, 2006). 23
Figura 2.7: Estreitamento brusco (MASSEY, 2006). 24
Figura 2.8: Coeficientes de perda de carga k para diferentes formas da passagem de um reservatório para uma conduta (MASSEY, 2006). 25
Figura 2.9: Escoamento em curva a 90° e 45°. (a) Corte longitudinal com zonas de separação. (b) Corte longitudinal com diagramas de velocidade e zonas de separação. (c) Corte transversal com duplo vórtice. (d) Corte longitudinal com escoamento secundário e zonas de separação (adaptado de LENCASTRE, 1983). 26
Figura 2.10: União sem curvatura. Série de guias curvas (MASSEY, 2006). 27
Figura 3.1: Válvula de cunha. (a) Representação esquemática (TULLIS, 1989). (b) Fotografia de uma válvula tipo. 30
Figura 3.2: Válvula de globo. (a) Representação esquemática. (b) Representação esquemática com protecção anti-cavitação (TULLIS, 1989). (c) Fotografia de uma válvula tipo. 31
Figura 3.3: Válvula esférica. (a) Representação esquemática. (b) Fotografia de uma válvula tipo. 32
Figura 3.4: Válvula de borboleta. (a) Representação esquemática. (b) Fotografia de uma válvula tipo. 33
Figura 3.5: Variação do coeficiente de perda de carga de válvulas totalmente abertas, em função do número de Reynolds (MILLER *in* ALMEIDA E MARTINS, 1999). 35
Figura 3.6: Variação do coeficiente de perda de carga localizada K_v em função do grau de abertura para: (a) válvulas de cunha, (b) válvulas de globo, (c) válvulas esférica, e (d) válvulas de borboleta (ALMEIDA E MARTINS, 1999). 37
Figura 3.7: Variação de K_v e do correspondente C_Y, em função do grau de abertura de uma determinada válvula de borboleta (ALMEIDA E MARTINS, 1999). 39
Figura 3.8: Exemplo de variação de valores C_{dv} com o grau de abertura de válvulas de borboleta e de globo (ALMEIDA E MARTINS, 1999). 40
Figura 3.9: Bloqueio do caudal no sistema hidráulico por efeito de cavitação intensa nas válvulas (ALMEIDA E MARTINS, 1999). 42

Figura 4.1: Tomada de água que deriva o caudal em superfície livre para um circuito de estruturas de adução (http://www.elren.net/Technologies/Hydroenergy/Basics/tabid/245/Default.aspx). 45
Figura 4.2: Vista esquemática em planta e em corte de uma tomada de água do tipo lateral (ESHA, 2004). 47
Figura 4.3: Vista esquemática em corte de uma tomada de água do tipo inferior (ESHA, 2004). 48
Figura 4.4: Tomada de água incorporada na barragem de Carrapatelo que deriva o caudal em pressão directamente para uma conduta forçada (EDP,). 48
Figura 4.5: Factores de que depende a perda de carga na grelha. (a) orientação do escoamento em relação à grelha. (b) secções transversais de barras (LENCASTRE, 1983). 51
Figura 4.6: Classificação de vórtices (adaptada de ASCE/EPRI 1989, *in* RAMOS, 2000) 56
Figura 4.7: Fenómeno de desenvolvimento de vórtices (ASCE/EPRI, 1969, *in* RAMOS, 2000) 56
Figura 4.8: Definição esquemática da submersão requerida na tomada de água (baseado em GORDON, 1970). 59
Figura 4.9: Diferentes critérios de projecto de tomadas de água baseados na definição da submersão mínima (ASCE, 1995, *in* RAMOS, 2000). 59
Figura 4.10: Relação entre o número de Euler e o tipo de vórtice (adaptado de NEIDERT et al., 1991 *in* RAMOS, 2000). 60
Figura 5.1: Vista em planta de um rotor de uma turbina Pelton de seis injectores (ROUND, 2004). 64
Figura 5.2: Agulha (a) e deflector (b) à saída de um injector de uma turbina Pelton (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). 65
Figura 5.3: Vista em corte de uma turbina Francis (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). . 66
Figura 5.4: Variação da abertura do distribuidor (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). 67
Figura 5.5: Vista em corte de dois rotores de turbinas Francis. (a) Rotor radial: a direcção principal do escoamento é radial. (b) Rotor misto: a direcção do escoamento não é predominantemente radial nem axial (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). 68
Figura 5.6: Aproveitamento hidroeléctrico. Turbina de reacção. Difusor. Restituição (adaptada de MASSEY, 2006). 69
Figura 5.7: Vista em corte de uma turbina Kaplan (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). .. 72
Figura 5.8: Vista em corte de uma bomba centrifuga (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). 73
Figura 5.9: Domínios de aplicação das turbinas Pelton, Francis e axial. Caudal Q(m3/s) versus Queda H(m). (RAMOS, 2000). 74
Figura 5.10: Triângulos de velocidade à entrada e à saída do rotor de uma turbina Francis (MASSEY, 2006). 75
Figura 5.11: Variação da forma do rotor e dos triângulos de velocidade com o valor da velocidade específica (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). 86
Figura 5.12: Rendimento total em função da velocidade específica (ROUND, 2004). 87

Figura 5.13: Variação do número específico de rotações de turbinas com a queda útil (QUINTELA, 2005). 88
Figura 5.14: Variação do rendimento e da forma dos rotores de turbinas com a velocidade específica de turbinas (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). 88
Figura 5.15: Variação do número específico de rotações com a altura total de elevação, para bombas (QUINTELA, 2005). 91
Figura 5.16: Tipo e rendimento de bombas em função do número específico de rotações (QUINTELA, 2005). 92
Figura 5.17: Curvas de variação do rendimento em função do caudal, supondo a queda útil constante, para vários tipos de turbinas (QUINTELA, 2005). 93
Figura 5.18: Curvas de variação do rendimento ($\eta_t/\eta_{tmáx}$) em função da queda útil (H/H_0) para alguns tipos de turbinas: (1) Hélice, (2) Francis rápida, (3) Pelton e (4) Francis lenta (VIANA e ALENCAR, 1999). 94
Figura 5.19: Coeficiente de Thoma crítico σ_c em função da velocidade específica n_s turbinas do tipo: (a) Francis, (b) hélice e (c) Kaplan (MASSEY, 2006). 97
Figura 5.20: Efeito da cavitação no rendimento de turbinas (MASSEY, 2006). 97
Figura 6.1: Campo de escoamento representado por linhas de corrente. Volume de controlo finito: (a) fixo no espaço, (b) que se escoa com o fluido. Elemento infinitesimal de fluido: (c) fixo no espaço, (b) que se escoa com o fluido (WENDT, 2009). 101
Figura 6.2: Volume de controlo que se move com o escoamento (WENDT, 2009). 103
Figura 6.3: Volume de controlo finito fixo no espaço (WENDT, 2009). 106
Figura 6.4: Forças de superfície segundo a direcção x, actuantes num elemento infinitesimal de fluido que se move com o escoamento (WENDT, 2009). 110
Figura 6.5: Tensões normais (τ_{xx}) e tangenciais (τ_{yx}). Deformações (WENDT, 2009). 111
Figura 6.6: Flutuações turbulentas de velocidade sobrepostas ao escoamento (WENDT, 2009). 116
Figura 7.1: Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao cotovelo a 45°, (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do cotovelo a 90°, e (c) num plano transversal à curva a 90°. 131
Figura 7.2: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) em planos longitudinais, (a) estreitamento brusco, e (d) ao estreitamento suave. Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais, (b) ao estreitamento brusco, e (e) ao estreitamento suave. Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo, (c) do estreitamento brusco, e (f) do estreitamento suave. 133
Figura 7.3: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) em planos longitudinais, (a) alargamento brusco, e (d) ao alargamento suave. Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais, (b) ao alargamento brusco, e (e) ao alargamento suave. Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo, (c) do alargamento brusco, e (f) do alargamento suave. 134

Figura 7.4: Modelo geométrico da bifurcação e condições de fronteira para simulação do escoamento por recurso ao modelo CFD. 136
Figura 7.5: Bifurcação. (a) Distribuição do módulo da velocidade (m/s) num plano longitudinal à bifurcação, e (b) distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à bifurcação. 137
Figura 7.6: (a) Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à válvula de cunha para um grau de abertura de 40%. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo da válvula de cunha para um grau de abertura de 40% 139
Figura 7.7: (a) Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à válvula de globo para um grau de abertura de 20%. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo da válvula de globo para um grau de abertura de 20% 141
Figura 7.8: (a) Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à válvula esférica para um ângulo de abertura de 40°. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo da válvula esférica para um ângulo de abertura de 40°. 143
Figura 7.9: (a) Distribuição da fracção em volume de vapor de água (-) num plano longitudinal à válvula esférica para um ângulo de abertura de 20°. (b) Distribuição da densidade ou massa volúmica (kg/m^3) num plano longitudinal à válvula esférica para um ângulo de abertura de 20°. 143
Figura 7.10: (a) Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à válvula de borboleta para um ângulo de abertura de 45°. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo da válvula de borboleta para um ângulo de abertura de 45°. 145
Figura 7.11: (a) Distribuição da fracção em volume de vapor de água (-) num plano longitudinal à válvula de borboleta para um ângulo de abertura de 20°. (b) Distribuição da densidade ou massa volúmica (kg/m^3) num plano longitudinal à válvula de borboleta para um ângulo de abertura de 20°. 146
Figura 7.12: (a) Zonas da tomada de água original onde foram efectuadas alterações. (b) resultado das alterações assinalado na tomada de água redesenhada. (c) secção transversal da grelha da tomada de água original e (d) da redesenhada. 148
Figura 7.13: Tomada de água original. (a) Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) num plano longitudinal ao modelo geométrico. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (c) Distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal ao modelo geométrico. 149
Figura 7.14: Tomada de água redesenhada. (a) Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) num plano longitudinal ao modelo geométrico. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (c) Distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal ao modelo geométrico. 150
Figura 7.15: Vista dos componentes: evoluta, distribuidor, rotor e difusor do modelo geométrico. 152
Figura 7.16: Rotores das turbinas analisadas: (a) Francis de escoamento radial, (b) Francis de escoamento misto, e (c) hélice de cinco pás. 152

Figura 7.17: (a) Secções de escoamento seleccionadas para determinar valores médios de parâmetros físicos, e (b) trechos do modelo geométrico ao longo dos quais se determina a variação de parâmetros físicos 155
Figura 7.18: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2. 157
Figura 7.19: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos transversais ao difusor. (a) Cenário 1, (b) cenário 2, e (c) cenário 3. 158
Figura 7.20: Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2. 158
Figura 7.21: Distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2. 160
Figura 7.22: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 4, (b) cenário 6, e (c) cenário 5. 162
Figura 7.23: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos transversais ao difusor. (a) Cenário 4, (b) cenário 5, e (c) cenário 6. 163
Figura 7.24: Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (a) Cenário 4, (b) cenário 6, e (c) cenário 5 163
Figura 7.25: Distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 4, (b) cenário 5, e (c) cenário 6. 164
Figura 7.26: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2. 167
Figura 7.27: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos transversais ao difusor. (a) Cenário 1, (b) cenário 2, e (c) cenário 3. 167
Figura 7.28: Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2. 168
Figura 7.29: Distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2. 169
Figura 8.1: Bomba – turbina e instalação em laboratório. 171
Figura 8.2: Secções de medição com o Doppler na instalação 173
Figura 8.3: (a) Modelo geométrico da parte da instalação analisada computacionalmente. (b) Modelo geométrico do rotor da bomba – turbina. (c) Modelo geométrico da evoluta da bomba – turbina. 179
Figura 8.4: Corte longitudinal ao eixo da bomba – turbina analisada. 180
Figura 8.5: Ensaio 4. Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano transversal à conduta difusora, e (c) num plano longitudinal ao rotor. 182
Figura 8.6: Ensaio 4. (a) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (b) Distribuição da intensidade de turbulência (%) num plano longitudinal ao rotor. 183

Figura 8.7: Ensaio 4. Distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano longitudinal ao rotor, e (c) num plano transversal ao rotor. 184
Figura 8.8: Ensaio 7. Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano transversal à conduta difusora, e (c) num plano longitudinal ao rotor. 186
Figura 8.9 (a): Ensaio 7. Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (b) Distribuição da intensidade de turbulência (%) num plano longitudinal ao rotor. 186
Figura 8.10: Ensaio 7. Distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano longitudinal ao rotor, e (c) num plano transversal ao rotor. 187
Figura 8.11: Ensaio 13. Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano transversal à conduta difusora, e (c) num plano longitudinal ao rotor. 188
Figura 8.12: Ensaio 13. (a) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (b) Distribuição da intensidade de turbulência (%) num plano longitudinal ao rotor. 188
Figura 8.13: Ensaio 13. Distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano longitudinal ao rotor, e (c) num plano transversal ao rotor. 189
Figura 8.14: Ensaio 16. Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano transversal à conduta difusora, e (c) num plano longitudinal ao rotor. 190
Figura 8.15: Ensaio 16. Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (b) Distribuição da intensidade de turbulência (%) num plano longitudinal ao rotor. 191
Figura 8.16: Ensaio 16. Distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano longitudinal ao rotor, e (c) num plano transversal ao rotor. 191

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 7.1: (a) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos AD, BD, e CD do cotovelo a 90°. (b) Variação da velocidade (-) ao longo dos trechos AD, BD, e CD do cotovelo a 90°. 132
Gráfico 7.2: Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho longitudinal DE. 134
Gráfico 7.3: Alargamento brusco. (a) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos AB, BC, e CD. (b) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, e CD. (c) Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho DE. 135
Gráfico 7.4: Alargamento suave. (a) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos AB, BC, e CD. (b) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, e CD. (c) Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho DE. 135
Gráfico 7.5: Variação do coeficiente de perda de carga localizada $K_V(-)$ na válvula de cunha em função do respectivo grau de abertura (%). 139
Gráfico 7.6: Variação do coeficiente de perda de carga localizada $K_V(-)$ na válvula de globo em função do respectivo grau de abertura (%). 140
Gráfico 7.7: Variação do coeficiente de perda de carga localizada $K_V(-)$ na válvula esférica em função do respectivo ângulo de abertura (°). 142
Gráfico 7.8: Variação do coeficiente de perda de carga localizada $K_V(-)$ na válvula esférica em função do respectivo ângulo de abertura (°). 145
Gráfico 7.9: Tomada de água original. Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação da componente da velocidade segundo o eixo x (-), (a) ao longo do trecho AB, e (b) ao longo do trecho BC. 150
Gráfico 7.10: Tomada de água redesenhada. Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação da componente da velocidade segundo o eixo x (-), (a) ao longo do trecho AB, e (b) ao longo do trecho BC. 151
Gráfico 7.11: Traçado da linha de energia ao longo do modelo geométrico para os cenários 1, 2 e 3. .. 156
Gráfico 7.12: Cenário 2. (a) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, DE, e EF. (b) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos BC, CD, DE e EF. (c) Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho BC. 160
Gráfico 7.13: Traçado da linha de energia ao longo do modelo geométrico, (a) para os cenários 1, 2, e 3, e (b) para os cenários 4, 5, e 6. 162
Gráfico 7.14: Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, DE, e EF. (a) cenário 4, (b) cenário 5, e (c) cenário 6. 165
Gráfico 7.15: Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos BC, CD, DE e EF. (a) cenário 4, (b) cenário 5, e (c) cenário 6. 165

Gráfico 7.16: Traçado da linha de energia ao longo do modelo geométrico para os cenários 1, 2 e 3. .. 166
Gráfico 7.17: Cenário 2. (a) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, DE, e EF. (b) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos BC, CD, DE e EF. (c) Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho BC. 169
Gráfico 8.1: Curvas características da bomba – turbina adimensionalizadas pelos valores de n, Q, e H correspondentes ao ponto de rendimento óptimo. (a) Curva característica da velocidade de rotação em função do caudal. (b) Curva característica da queda útil em função do caudal. (c) Curva característica da queda útil em função da velocidade de rotação. 174
Gráfico 8.2: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 2. 174
Gráfico 8.3: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 5. 175
Gráfico 8.4: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 8. 175
Gráfico 8.5: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 11. 176
Gráfico 8.6: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 14. 176
Gráfico 8.7: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 17. 177
Gráfico 8.8: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 20. 178
Gráfico 8.9: Ensaio 4. Perfil de velocidades (mm/s) obtido por meio de: (a) modelação experimental e (b) modelação computacional. 185
Gráfico 8.10: Ensaio 7. Perfil de velocidades (mm/s) obtido por meio de: (a) modelação experimental e (b) modelação computacional. 187
Gráfico 8.11: Ensaio 13. Perfil de velocidades (mm/s) obtido por meio de: (a) modelação experimental e (b) modelação computacional. 190
Gráfico 8.12: Ensaio 16. Perfil de velocidades (mm/s) obtido por meio de: (a) modelação experimental e (b) modelação computacional. 192

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1: Coeficientes de perda de carga k para estreitamentos bruscos em função do rácio entre os diâmetros das secções (MASSEY, 2006). 25
Tabela 3.1: Valores típicos do coeficiente de perda de carga de válvulas totalmente abertas $K_{v,100}$ para diferentes tipos de válvulas (ALMEIDA E MARTINS, 1999). 37
Tabela 4.1: Espaçamento entre barras a em função do tipo de turbina (LENCASTRE, 1983). 50
Tabela 4.2: Coeficiente de colmatação da grelha k_c em função da forma de limpeza das grelhas. 52
Tabela 4.3: Coeficiente de forma das barras da grelha k_f em função da secção transversal das mesmas. 52
Tabela 4.4: Valores de k_{g1}, em função do ângulo θ e do número de cada barra (IDEL'CIK, 1999, *in* PINHEIRO, 2006). 53
Tabela 4.5: Valores de k_{g2}, em função do ângulo θ e da relação $a/(a+e)$ (IDEL'CIK, 1999, *in* PINHEIRO, 2006). 54
Tabela 7.1: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para as curvas e cotovelos. 131
Tabela 7.2: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para os alargamentos e estreitamentos bruscos e suaves. 133
Tabela 7.3: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para a bifurcação. 136
Tabela 7.4: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para diferentes graus de abertura da válvula de cunha. 138
Tabela 7.5: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para diferentes graus de abertura da válvula de globo. 140
Tabela 7.6: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para diferentes ângulos de abertura da válvula esférica. 142
Tabela 7.7: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para diferentes ângulos de abertura da válvula de borboleta. 144
Tabela 7.8: Resumo das condições de operação e condições de fronteira atribuídas a cada um dos cenários de simulação do escoamento em cada um dos rotores. 155
Tabela 8.1: Tabela de resultados adquiridos experimentalmente em cada ensaio. 173
Tabela 8.2: Valores dos parâmetros característicos do ponto de rendimento óptimo da bomba – turbina analisada 179
Tabela 8.3: Condições de operação e condições de fronteira definidas para cada um dos ensaios. 181

SIMBOLOGIA

a: aceleração da gravidade (m/s^2);

A: área da secção líquida (m^2);

C_d: coeficiente de vazão da válvula (-);

D: diâmetro da secção líquida (m);

D_h: diâmetro hidráulico (m);

E: número de Euler (-);

f: factor de resistência ou factor de Darcy – Weisbach (-), frequência da rede eléctrica (Hz);

f_μ: factor de viscosidade turbulenta (-);

g: aceleração da gravidade ($9.8m/s^2$);

h_s: altura de aspiração de uma turbina (m);

H_t: altura total de elevação da bomba (m);

H_u: queda útil da turbina (m);

J: perda de carga unitária (-);

K: coeficiente de perda de carga singular (-), rugosidade absoluta (m);

k: energia cinética turbulenta (J/kg);

K_v: coeficiente de perda de carga na válvula (-);

L: comprimento (m);

n: velocidade de rotação da roda (rpm);

n_s: número específico de rotações ou velocidade específica (rpm);

n_{sp}: número específico de rotações de uma bomba (rpm) que considera (m, kW);

p: número de pares de pólos do gerador (-);

P: perímetro molhado (m), potência cedida pelo escoamento à turbina (W), coeficiente de potência (-);

p: pressão num ponto do fluido (Pa);

p_{atm}: pressão atmosférica local (Pa);

P_d: pressão dinâmica (Pa);

P_s: pressão estática (Pa);

P_t: pressão total (Pa);

Q: caudal escoado (m^3/s);

R: velocidade em relação ao rotor ou velocidade relativa entre o fluido e a pá (m/s);

R_h: raio hidráulico (m);

R_x: força de arrastamento (N);

S: submersão (m);

T: o binário exercido no rotor pelo fluido (N.m);

T_{ij}: tensor das tensões (Pa);

t_v: tensão de saturação do vapor do líquido (Pa);

U: velocidade média do escoamento (m/s);

u: velocidade periférica do rotor (m/s);

v: velocidade em relação a um referencial fixo ou velocidade absoluta (m/s);

μ: viscosidade dinâmica (Nsm^{-2});

μ_t: coeficiente de viscosidade turbulenta ($N.s/m^2$);

γ: peso volúmico do fluido (kg/m3);

ΔH: perda de carga contínua (m);

δ_{ij}: função delta de Kronecker (que toma o valor unitário quandoi=j, e é nula caso contrário) (-);

Δp: diferencial de pressões entre duas secções (Pa);

ε: dissipação turbulenta (W/kg);

η_h: rendimento hidráulico de uma turbina (%);

λ: coeficiente de viscosidade volumétrica ($N.s/m^2$);

v: viscosidade cinemática ($1.01x10^{-6}$ m^2/s, para a água a 20°C);

ρ: massa volúmica do líquido (kg/m^3);

σ: coeficiente de depressão dinâmica ou coeficiente de Thoma (-);

σ_c: coeficiente de depressão dinâmica crítico ou coeficiente de Thoma crítico (-);

τ: tensão tangencial (N/m^2);

τ_0: tensão tangencial média (N/m^2);

τ_{ij}: componente do tensor das tensões (Pa);

Ψ: coeficiente de queda (-);

ω: velocidade angular da roda (rad/s);

Φ: coeficiente de caudal (-).

ACRÓNIMOS

CAD: Desenho assistido por computador, (Computer Aided Design);

CFD: Dinâmica computacional de fluidos, (Computational Fluid Dynamics);

FVM: (Finite Volume Method);

LES: (Large Eddy Simulation).

1 Introdução

1.1 Enquadramento

A água em escoamento gera energia, designada por energia hídrica, que pode ser extraída e convertida em energia eléctrica, denominada energia hidroeléctrica ou hidroelectricidade. O tipo mais comum de aproveitamento hidroeléctrico recorre a uma barragem construída num rio para armazenar água criando um reservatório. O escoamento da água, derivada do reservatório, numa turbina provoca a rotação da mesma, que por sua vez acciona um gerador que produz energia eléctrica. A produção de energia hidroeléctrica não requer necessariamente uma grande barragem, alguns aproveitamentos hidroeléctricos recorrem apenas a um pequeno canal para conduzir a água do rio até aos grupos turbina – gerador. Um outro tipo de aproveitamento hidroeléctrico, designado por aproveitamento hidroeléctrico de acumulação por bombagem, permite o armazenamento de energia. A energia é conduzida a partir duma rede eléctrica para os geradores eléctricos que fazem rodar as turbinas em sentido inverso, o que faz com que as turbinas bombeiem a água a partir de um rio ou de um reservatório localizado a uma cota inferior para um reservatório a uma cota superior, onde a energia é armazenada. Para o aproveitamento dessa energia, a água é derivada a partir do reservatório de cota superior de volta para o rio ou para o reservatório inferior, fazendo rodar as turbinas em sentido directo, accionando os geradores para a produção de energia eléctrica. Assim, as turbomáquinas hidráulicas podem funcionar em modo de turbina ou de bomba, dependo do sentido do escoamento no interior da turbomáquina. Ao funcionar como bomba a turbomáquina recebe energia mecânica a partir de motores eléctricos e transfere-a para o escoamento, a fim de permitir a elevação do mesmo. Ao desempenhar a função de turbina, a turbomáquina extrai energia mecânica do escoamento, e o rotor converte-a em energia mecânica rotacional transferindo-a para o eixo que está ligado a um gerador, que a transforma em energia eléctrica. Actualmente, o principal objectivo dos estados membros da união europeia em relação à produção de energia hidroeléctrica, é conseguir um crescimento significativo no desenvolvimento de nova capacidade e no reforço da capacidade instalada nos aproveitamentos hidroeléctricos existentes por toda a Europa. Vários novos aproveitamentos hidroeléctricos convencionais entraram em operação comercial recentemente, o que não se verificou durante várias décadas. Exemplos de novos aproveitamentos hidroeléctricos incluem: Sonna na Noruega (270 MW), Glendoe no Reino Unido (100 MW), e Blanca na Eslóvenia (42.5 MW), (Marla Barnes Hydro Group, 2009). Para os pequenos aproveitamentos hidroeléctricos, com capacidade instalada inferior a 10MW, as oportunidades de desenvolvimento são significativas. Os objectivos, dos estados membros da união europeia em relação à produção de energia hidroeléctrica, serão implementados numa base temporal, sendo que a European Small Hydropower Association (ESHA) estima que a capacidade instalada em pequenos aproveitamentos hidroeléctricos pode atingir 16 000 MW até 2020, o que representa um aumento superior a 4 000 MW em relação aos níveis actuais. Outra área de crescimento significativo no sector da energia hidroeléctrica na Europa é

relativa aos aproveitamentos hidroeléctricos com aramzenamento por bombagem. Para além de permitirem o fornecimento de energia eléctrica adicional nos períodos de maior procura de energia, estes aproveitamentos têm a capacidade de equilibrar a produção de energia e regular a transmissão da mesma à rede eléctrica de distribuição, em face do crescente uso de energias renováveis intermitentes nos sistemas híbridos de produção de energia (Hydro Group, 2009). Actualmente, encontram-se em construção dez aproveitamentos hidroeléctricos com armazenamento por bombagem, nomeadamente o aproveitamento de Avce (178-MW) na Eslovénia, Kopswerk 2 (540-MW) na Austria, Limberg 2 (480-MW) na Austria, e Nestil (141-MW) na Suíça. A capacidade total instalada de energia hidroeléctrica na Europa é de aproximadamente 179 000 MW. Manter e melhorar as infra–estruturas existentes é um dos importantes objectivos na Europa. A Europa ocidental pretende reequipar aproveitamentos existentes com equipamentos modernos, de modo a aumentar a capacidade instalada da central. Na Europa oriental o objectivo é reabilitar antigas centrais que muitas vezes foram deixadas ao abandono.

O que se referiu mostra o crescente interesse pela produção de energia eléctrica a partir da energia hídrica, que tem levado ao aumento da contribuição desta energia para a produção de electricidade a partir de fontes de energia renovável. Este facto constitui a motivação para este trabalho, que procura compreender melhor os fenómenos hidrodinâmicos, associados ao escoamento em componentes de aproveitamentos hidroeléctricos de quedas médias a elevadas, por recurso à modelação numérica e experimental. As análises numéricas efectuadas neste estudo recorrem a um modelo CFD, para a simulação tridimensional da dinâmica do escoamento. Espera-se que os resultados aqui apresentados mostrem o potencial das análises numéricas do escoamento por recurso a modelos CFD, e possam fomentar a investigação e o desenvolvimento na área da produção de energia eléctrica a partir da energia hídrica. Com vista a possibilitar a concepção de componentes de aproveitamentos hidroeléctricos alternativos que conduzam a eficiências hidráulicas e energéticas mais favoráveis, num domínio mais vasto de diferentes condições de operação.

As soluções numéricas obtidas a partir de modelos CFD implicam a aplicação das equações que regem os problemas da dinâmica de fluidos. Por exemplo, os escoamentos de fluidos viscosos, tais como o escoamento separado e o escoamento de recirculação, requerem a resolução das equações de Navier-Stokes para determinar uma solução exacta. O papel dos modelos CFD na obtenção de previsões em engenharia tem-se tornado mais forte, de modo que actualmente pode ser considerado como uma terceira abordagem aos problemas da dinâmica de fluidos. As outras duas são a abordagem puramente experimental e a puramente teórica. A capacidade dos modelos CFD para manipular as equações que regem a dinâmica de fluidos na sua forma exacta, em conjunto com a inclusão nas mesmas de modelos analíticos que regem fenómenos hidrodinâmicos, fez destes modelos uma ferramenta de reconhecida utilidade nas análises de problemas de engenharia associados à dinâmica de fluidos. Assim, actualmente as análises numéricas por recurso a modelos CFD suportam e complementam tanto a abordagem puramente experimental como a puramente teórica. A rápida diminuição nos custos dos cálculos

computacionais, em relação aos custos das análises experimentais, em resultado do contínuo desenvolvimento dos recursos computacionais, tornou as análises CFD mais eficientes em termos de custos do que as análises experimentais. Adicionalmente à economia, os modelos CFD permitem obter informações detalhadas descritivas do campo de escoamento, algumas das quais são difíceis de obter experimentalmente. Assim, a análise experimental é usada para aperfeiçoar o projecto final de, designadamente, componentes de aproveitamentos hidroeléctricos, enquanto a função de efectuar análises para definição do projecto preliminar é cada vez mais atribuída aos modelos numéricos CFD. As análises experimentais são efectuadas sobre modelos físicos, representativos dos componentes que sejam o resultado final de processos de optimização efectuados por meio dos modelos CFD, e permitem obter resultados que podem ser comparados com os resultados numéricos a fim de os validar, e assim aperfeiçoar o projecto final dos componentes que resultem dos modelos CFD. Uma vez que, as análises numéricas são efectuadas na fase do projecto preliminar que implica um maior número de testes e verificações, enquanto as análises experimentais são usadas na fase de projecto final, em que apenas se efectua um reduzido número de testes e verificações, conclui-se que as análises numéricas permitem reduzir o número de análises experimentais, a que corresponde a maior contribuição para os custos de projecto.

Os modelos CFD não podem reproduzir fenómenos físicos que não estejam correctamente incluídos nas respectivas formulações analíticas. O caso mais evidente é relativo aos fenómenos de turbulência do escoamento. A maioria das soluções CFD para escoamentos turbulentos é obtida a partir de modelos de turbulência que são apenas aproximações do fenómeno físico real, e que dependem de dados empíricos para várias constantes que entram nos mesmos modelos. Por conseguinte, todas as soluções CFD para escoamentos turbulentos estão sujeitas a imprecisões, embora alguns resultados obtidos para determinados problemas sejam razoáveis. Assim, a precisão das soluções CFD depende da capacidade das respectivas formulações analíticas para descrever o fenómeno físico em análise.
Actualmente, tem sido feita investigação por recurso a modelos numéricos CFD no sentido de melhorar o desempenho hidráulico e energético, para diferentes condições de operação, das estruturas hidráulicas e dos equipamentos hidromecânicos dos aproveitamentos hidroeléctricos. A investigação conduz à optimização da eficiência, permitindo a concepção de componentes mais eficientes num domínio de aplicação mais vasto.

1.2 Objectivos e metodologia

O objectivo deste estudo é efectuar análises numéricas tridimensionais de fenómenos da hidrodinâmica do escoamento, em componentes dos aproveitamentos hidroeléctricos de quedas médias a elevadas, para condições de escoamento permanente. Pretende-se analisar a hidrodinâmica do escoamento em acessórios, em equipamentos hidromecânicos, como válvulas de controlo de caudal e turbinas de

reacção, e na estrutura hidráulica de uma tomada de água. Tendo como objectivo determinar para os vários componentes a analisar, a configuração geométrica óptima e as respectivas condições de operação óptimas, pretende-se efectuar análises da hidrodinâmica do escoamento em diferentes configurações geométricas de cada componente, para diferentes condições de fronteira do campo de escoamento nos vários componentes, e condições de operação dos mesmos. Para realizar as referidas análises pretende-se recorrer a um modelo numérico CFD, para a simulação tridimensional da dinâmica do escoamento.

O modelo a utilizar requer a construção de modelos geométricos tridimensionais, representativos da fronteira geométrica no interior da qual se pretende simular o escoamento. Para a construção de modelos geométricos que reproduzam os componentes a analisar tem-se a intenção de usar um software CAD. O modelo CFD permite definir as condições de fronteira e as condições de operação, e possibilita a geração automática de uma malha de cálculo, mediante a qual efectua o cálculo numérico do campo de escoamento resultante das condições definidas. Pretende-se iniciar o estudo por uma investigaçãoteórica, sobre características da geometria e do comportamento hidráulico em acessórios, válvulas de controlo de cauda, turbinas de reacção, e em tomadas de água para aproveitamentos de quedas médias a elevadas. Pretende-se também estudar as equações que traduzem os três princípios físicos fundamentais que regem a dinâmica de fluidos, e que são a base dos modelos CFD. Ainda antes de iniciar a construção dos modelos geométricos e as análises numéricas, estuda-se o software CAD e o procedimento do modelo CFD para definição das condições de fronteira e de operação, geração da malha de cálculo, cálculo do campo de escoamento, e obtenção de resultados. O objectivo deste estudo teórico inicial é facilitar a realização das análises numéricas, a compreensão dos resultados, e conseguir uma integração entre a teoria e os resultados numéricos a obter. Tendo como objectivo compreender melhor os fenómenos da hidrodinâmica do escoamento no interior de cada componente, pretende-se recorrer a análises de sensibilidade que permitam determinar o efeito que as variações na configuração geométrica, condições de fronteira do campo de escoamento, e nas condições de operação, têm na intensidade desses fenómenos e como tal no desempenho hidráulico dos componentes. Com o objectivo de determinar configurações geométricas e respectivas condições de operação que conduzam a eficiências hidráulicas e energéticas mais favoráveis, intenciona-se recorrer a processos de optimização apoiados por análises de sensibilidade, para avaliar os efeitos no campo de escoamento, resultantes de variações na configuração geométrica da fronteira e nas condições de operação dos componentes. As condições de operação óptimas, devem abranger um conjunto de valores o mais alargado possível para cada parâmetro, nomeadamente caudal, queda e velocidade de rotação. As análises a efectuar devem ser orientadas por um conjunto de objectivos a atingir em relação à eficiência hidráulica e energética, e pelo objectivo de garantir as condições permanentes de escoamento, de modo a determinar as configurações geométricas que cumprem esses objectivos. Pretende-se efectuar as análises de sensibilidade referidas por recurso ao modelo CFD, a fim de avaliar o nível de precisão dos resultados numéricos a obter, e assim validar o modelo CFD utilizado recorrendo a resultados experimentais. Nesse sentido, pretende-se analisar em laboratório o comportamento hidráulico do escoamento numa bomba –

turbina para vários valores de caudal, e comparar os resultados obtidos experimentalmente com os resultados obtidos por análises numéricas, sobre um modelo geométrico representativo da instalação em laboratório, para as mesmas condições de fronteira do escoamento na instalação, e para as mesmas condições de operação da bomba – turbina.
Este estudo pretende mostrar as potencialidades dos modelos CFD no projecto hidráulico das estruturas hidráulicas e dos equipamentos hidromecânicos dos aproveitamentos hidroeléctricos. Pretende-se ainda promover a investigação e o desenvolvimento na área da produção de energia eléctrica a partir da energia hídrica, com vista a possibilitar a concepção de componentes que conduzam a melhores desempenhos, num domínio de condições de operação mais abrangente.

1.3 Estrutura

A presente dissertação encontra-se dividida em 8 capítulos. De uma forma sucinta, o primeiro Capítulo corresponde à introdução. Os Capítulos 2 a 5 compõem a revisão bibliográfica sobre as várias componentes que são objecto das análises numéricas que dão origem aos resultados desta dissertação. O Capítulo 6 apresenta uma descrição da formulação matemática e dos procedimentos a que o modelo CFD utilizado recorre, para a obtenção da solução numérica. O Capítulo 7 apresenta a análise aos resultados obtidos pelo modelo numérico CFD. Esta dissertação inclui ainda modelação experimental, cujos resultados se encontram no Capítulo 8. A análise experimental é reproduzida computacionalmente pelo modelo CFD, com vista a proceder a comparações entre resultados da modelação experimental e numérica para uma melhor compreensão dos fenómenos hidráulicos e dos efeitos dissipativos associados. O último Capítulo apresenta as conclusões gerais desta dissertação, e algumas recomendações para trabalhos futuros, no seguimento dos resultados obtidos.
Em seguida procede-se à descrição de forma mais detalhada dos conteúdos de cada capítulo.

O Capítulo 1 apresenta o enquadramento do tema, os principais objectivos e metodologias assim como a presente estrutura deste trabalho de investigação.

O Capítulo 2 resulta de uma investigaçãoteórica sobre os fundamentos associados às leis de resistência dos escoamentos permanentes, que inclui o estudo das perdas de carga contínuas e localizadas em sistemas hidráulicos. Neste capítulo apresenta-se uma análise teórica detalhada das perdas de carga localizadas em elementos fundamentais do circuito hidráulico (do tipo acessórios) que são posteriormente analisados por modelação numérica.

O Capítulo 3 é relativo às válvulas de controlo do tipo cunha, globo, esférica e borboleta, que também são objecto de simulação numérica do seu comportamento e da sua influência no escoamento. Inclui um estudo sobre as características geométricas e sobre a acção destas válvulas como fronteira importante

no escoamento e comportamento do sistema. Este capítulo define os coeficientes de perda de carga e de vazão nas referidas válvulas, apresentando os factores de que dependem estes coeficientes e como variam. No final, analisa as causas da ocorrência de cavitação em válvulas de controlo de caudal e as consequências deste fenómeno para as instalações hidráulicas.

O Capítulo 4 diz respeito às tomadas de água de aproveitamentos hidroeléctricos, como componente fundamental da derivação de caudal. Apresenta a descrição dos tipos de tomadas de água e algumas características das várias componentes associadas aos aproveitamentos hidroeléctricos. Inclui ainda, a definição de critérios de projecto de tomadas de água, para assegurar o seu bom funcionamento.

O último capítulo da revisão bibliográfica, Capítulo 5, é constituído essencialmente por um levantamento dos fundamentos teóricos relativos a turbinas de reacção, do tipo Francis, hélice e Kaplan. Foca-se em vários pontos, como sejam: (1) análise da acção do escoamento sobre o rotor, e dos triângulos de velocidade do escoamento à entrada e à saída do mesmo; (2) semelhança entre turbomáquinas; (3) número específico de rotações de turbinas e de bombas; (4) parâmetros característicos adimensionais; (5) análise da variação do rendimento de turbinas com o caudal e com a queda útil; e (6) análise da ocorrência do fenómeno de cavitação em turbinas.

No Capítulo 6 analisam-se as equações da dinâmica de fluidos, que constituem a formulação matemática do modelo numérico CFD utilizado e os modelos físicos incluídos nessa formulação, que regem os fenómenos hidrodinâmicos do escoamento. Adicionalmente, descreve-se para o modelo CFD utilizado, o procedimento para a obtenção de soluções numéricas, incluindo as fases relativas à geração da malha de cálculo e à definição das condições de fronteira, assim como o método utilizado pelo modelo CFD para obter a convergência da solução.

O Capítulo 7 apresenta a análise dos resultados obtidos por modelação numérica, sobre modelos geométricos representativos de vários componentes, como sejam: acessórios, válvulas de controlo de caudal, estrutura de tomada de água, e turbinas de reacção, do tipo Francis e Hélice, e respectivas restituições. Neste capítulo são analisados diferentes cenários de escoamento, em várias configurações geométricas de cada componente, definidos por diferentes condições de fronteira do campo de escoamento e do funcionamento do sistema.

A modelação experimental do comportamento hidráulico do escoamento numa bomba – turbina, encontra-se descrita no Capítulo 8, onde também se apresentam e analisam os resultados obtidos desta modelação. Efectuam-se análises numéricas, num modelo geométrico representativo da instalação desenvolvida em laboratório, para as mesmas condições de fronteira do escoamento e de operação, analisadas experimentalmente. Os resultados das referidas análises numéricas encontram-se neste

Capítulo 8, que termina com uma comparação entre os resultados obtidos experimentalmente e os resultados numéricos.

No Capítulo 9 apresentam-se as principais conclusões deste trabalho de investigação, assim como recomendações para trabalhos futuros.

2 Leis de resistência. Escoamentos permanentes

2.1 Perdas de carga contínuas

2.1.1 Formulação básica

O escoamento numa conduta está sujeito a perdas de carga que dependem de vários factores nomeadamente a viscosidade do fluido, a rugosidade relativa da conduta, e a velocidade do escoamento. A perda de carga contínua é a diminuição da carga total ao longo da trajectória de fluidos reais em movimento permanente, em resultado do trabalho realizado pelas forças resistentes. A variação da cota da linha de energia na unidade de percurso é igual ao trabalho realizado pelas forças resistentes, por unidade de peso de líquido e por unidade de percurso, e designa-se por perda de carga unitária J. Esta grandeza adimensional representa a perda de carga contínua numa conduta de comprimento unitário. Assim, para uma conduta de comprimento L a perda de carga contínua ΔH é dada pela equação (2.1).

$$\Delta H = J\ L \tag{2.1}$$

No caso de alguns aproveitamentos hidroeléctricos, com elevada extensão da conduta forçada (que transporta o caudal desde a tomada de água até ao grupo turbina – gerador na central hidroeléctrica), as perdas de carga contínuas podem ser significativas, pelo que devem ser tidas em consideração no projecto do circuito hidroeléctrico.

Nos escoamentos em pressão de fluidos incompressíveis em condutas circulares rectilíneas, a perda de carga unitária J é dada pela equação (2.2), válida para escoamentos em regime permanente, estáveis e sem perturbações.

$$f = \frac{JD}{U^2 / 2g} \tag{2.2}$$

onde f é o factor de resistência ou factor de Darcy – Weisbach (-), D é o diâmetro hidráulico (m), que no caso de escoamentos em pressão em condutas circulares, coincide com o diâmetro geométrico, U é a velocidade média (m/s) e g é a aceleração da gravidade (9.8m/s^2).

Para qualquer secção o diâmetro hidráulico D_h é igual ao quádruplo do raio hidráulico R, ou seja $D_h = 4R$. Sendo o raio hidráulico dado pela equação (2.3).

$$R = A/P \tag{2.3}$$

onde A é a área da secção líquida (m^2) e P é o desenvolvimento do contorno em que o líquido contacta com a parede numa secção transversal, ou seja é o perímetro molhado (m).

O factor de resistência, f, depende da natureza laminar ou turbulenta do escoamento, e pode ser determinado pela equação (2.4) no caso de escoamentos laminares ou pela equação (2.6) no caso de escoamentos turbulentos. A equação (2.4) traduz a lei de resistência dos escoamentos laminares uniformes em tubos de secção circular.

$$f\,R_e = 64 \tag{2.4}$$

onde R_e é o número de Reynolds (-).

O número de Reynolds é um parâmetro adimensional proporcional à relação entre as forças de inércia e as forças de viscosidade actuantes sobre uma partícula. A ocorrência de escoamento em regime laminar ou turbulento depende do valor deste parâmetro expresso pela equação (2.5).

$$R_e = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{U D}{\upsilon} \tag{2.5}$$

onde ρ é a massa volúmica do líquido (kg/m^3), μ é a viscosidade dinâmica (Nsm^{-2}), $\upsilon = \mu/\rho$ é a viscosidade cinemática ($1.01\times10^{-6}\ m^2s^{-1}$, para a água a 20^oC), U é a velocidade média (m/s) e D é o diâmetro da conduta circular (m).

A equação (2.6) representa a fórmula de Colebrook-White, que traduz a lei de resistência em todo o domínio dos escoamentos turbulentos em tubos comerciais circulares.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\kappa}{3.7D} + \frac{2.51}{R_e\sqrt{f}}\right) \tag{2.6}$$

onde κ é a rugosidade absoluta (mm) equivalente ao efeito conjunto das asperezas de vários tipos e dimensões que se encontram na parede de um tubo comercial, dependendo do tipo de material, D é o diâmetro da conduta circular (m) e κ/D é a rugosidade relativa (-).

A fórmula de Colebrook-White pode aplicar-se com aproximação aceitável a escoamentos turbulentos em tubos não circulares, desde que se considere D como o diâmetro hidráulico D_h. A equação (2.6) é uma equação implícita, uma vez que o parâmetro f se encontra em ambos os membros da igualdade.

Depois de obter o valor de f a partir da equação (2.6), recorre-se à equação (2.2) para obter o valor de J e por fim à equação (2.1) para obter a perda de carga contínua ΔH numa conduta de comprimento L.

É possível calcular directamente J sem passar pela determinação de f através da equação (2.7), obtida a partir das equações (2.6) e (2.2), o que também implica um processo iterativo.

$$J_{n+1} = \frac{U^2}{8gD}\left(\log\left(\frac{\kappa}{3.7D} + \frac{2.51\upsilon}{D\sqrt{2gDJ_n}}\right)\right)^{-2} \tag{2.7}$$

Existem vários ábacos que traduzem os resultados da equação (2.6), sendo o ábaco de Moody o mais conhecido. Neste ábaco os eixos encontram-se graduados em escala logarítmica, o eixo das ordenadas apresenta os valores de f, enquanto no eixo das abcissas são colocados os valores do R_e. Assim, este ábaco apresenta as curvas $f = f(R_e)$ para valores constantes da rugosidade relativa κ/D. A equação (2.4), correspondente ao regime laminar, também se encontra representada, pelo que este é um ábaco universal de resistência aplicável aos regimes laminares e turbulentos.

2.1.2 Escoamentos laminares e turbulentos

O escoamento laminar é estável e regular, enquanto que o turbulento se caracteriza por trajectórias irregulares, pela presença de vórtices no seio do escoamento e por flutuações de velocidade e pressão.
O escoamento laminar ocorre para reduzidos valores do número de Reynolds, enquanto o escoamento turbulento ocorre para elevados valores do R_e. Assim, nos escoamentos laminares as forças de viscosidade, que exercem uma influência estabilizadora no escoamento, são predominantes. Enquanto no escoamento turbulento são as forças de inércia que prevalecem. A formação de vorticidade turbulenta, de forma súbita em vez de gradual, quando a velocidade aumenta, é uma indicação de que o escoamento laminar é instável e como tal apenas uma pequena perturbação é suficiente para que o escoamento passe a turbulento (MASSEY, 2006).
Nas aplicações de engenharia comuns, as perturbações no escoamento estão sempre presentes, e a transição de escoamento laminar para turbulento ocorre para valores do R_e entre 2000 e 4000. Não existe um limite superior preciso do valor do R_e para o qual ocorre a mudança de escoamento laminar para turbulento. No entanto existe um limite inferior, e quando o valor do R_e é inferior a esse limite, qualquer perturbação no escoamento é atenuada pelas forças de viscosidade, e acima desse limite o escoamento laminar torna-se instável. As experiências de Reynolds e posteriormente as mais detalhadas experiências de Ludwig Schiller (1882–1961) mostraram que para condutas circulares, rectilíneas,

uniformes e muito lisas, o valor crítico inferior do número de Reynolds é aproximadamente 2300. Este valor é considerado ligeiramente inferior para condutas comerciais e para efeitos de dimensionamento, sendo usual considerar-se igual a 2000.

Em qualquer ponto de um movimento turbulento, a velocidade instantânea pode considerar-se como o resultado da sobreposição da velocidade média no tempo, ou velocidade de transporte, com a flutuação de velocidade (em módulo, direcção e sentido), de carácter aleatório, o que justifica a irregularidade das trajectórias. A referida sobreposição conduz a uma homogeneização das velocidades (médias no tempo) na secção transversal, pelo que no movimento turbulento se verifica uma distribuição de velocidades muito mais regular do que no movimento laminar, o que se representa na Figura 2.1, onde $u_{máx}$ é a velocidade máxima do escoamento que se verifica no centro da conduta e V é a velocidade média do escoamento.

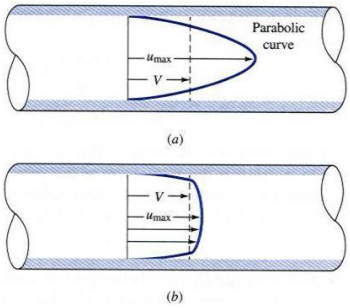


Figura 2.1: Distribuição de velocidades em escoamentos (a) laminares e (b) turbulentos (http://me.queensu.ca/people/sellens/teaching/fluids/power_law.php).

Apesar do movimento médio no tempo ser unidireccional, o escoamento turbulento é tridimensional, pelo que a velocidade de agitação ou flutuação turbulenta da velocidade, apresenta três componentes no espaço $x, y \mathrm{e} z$. A turbulência caracteriza-se pela presença, no seio do escoamento, de vórtices em movimento, com dimensões muito variáveis, distribuição irregular no espaço e sem periodicidade. Quando existem vórtices no escoamento, tem-se a sobreposição de movimentos secundários ou de agitação, de carácter aleatório, ao movimento médio no tempo. Aquando da formação da turbulência, ocorre transferência da energia do escoamento para a energia cinética dos vórtices de dimensões maiores, por acção de forças tangenciais. Os vórtices de dimensões maiores vão-se subdividindo em vórtices de dimensões menores, que por sua vez se subdividem noutros de dimensões ainda menores, e assim sucessivamente, num processo denominado por estiramento dos vórtices. A dissipação de energia resulta da acção da viscosidade nos vórtices de pequenas dimensões. A formação da turbulência pode ocorrer localmente, em determinadas regiões do escoamento, ou ao longo do movimento. No primeiro caso a intensidade de turbulência (proporcional às flutuações de velocidade) decresce rapidamente, enquanto no segundo pode manter-se, uma vez que ocorre continuamente transferência de energia do escoamento para os vórtices compensando a energia que se vai dissipando (BARBOSA, 1985 e QUINTELA, 2005).

Considere-se o exemplo de um escoamento inicialmente laminar, numa conduta onde existe uma descontinuidade brusca na parede que induz perturbações na distribuição de velocidades. Consequentemente geram-se forças de inércia, que traduzem a resistência do escoamento às alterações na distribuição de velocidades. Se a relação entre estas forças e as forças resistentes resultantes da viscosidade for pequena, ou seja se o valor do R_e for reduzido, a viscosidade tem capacidade para repor a estabilidade do escoamento. Caso contrário, origina instabilidade, formando vórtices e o escoamento passa a turbulento. Justificando a utilização do número de Reynolds como critério de separação entre escoamento laminar e turbulento.

2.1.3 Tensões tangenciais, camada Limite e dissipação de energia.

A viscosidade é a propriedade dos fluidos responsável pela resistência que os mesmos oferecem a qualquer força que tenda a causar o movimento de uma camada de fluido sobre outra. O movimento relativo entre camadas de fluido requer a aplicação de forças tangenciais, e as forças resistentes a esse movimento apresentam direcção oposta às forças tangenciais aplicadas.

Considerem-se duas camadas adjacentes de fluido e que uma delas se move com velocidade $V + dV$ sobre a outra que se move com velocidade V. A camada superior, mais rápida tende a arrastar consigo a camada inferior, por meio de uma força de arrastamento exercida pela camada superior sobre a inferior. Ao mesmo tempo, a camada inferior tende a retardar a superior por meio de uma força igual e oposta actuante na camada superior. Se a força F actuar sobre uma área de contacto A, a tensão tangencial é dada por $\tau = F/A$.

No movimento unidireccional de um fluido esta tensão tangencial, ou tensão de arrastamento, ou seja a força de arrastamento por unidade de área é proporcional ao gradiente de velocidade segundo a direcção transversal à direcção do escoamento (equação (2.8)), sendo μ o coeficiente de proporcionalidade (QUINTELA, 2005 e MAZANARES, 1980).

$$\tau = \mu \frac{dV}{dy} \tag{2.8}$$

No escoamento de um fluido real numa conduta, o fluido adere à parede da conduta, pelo que não há escorregamento directo do fluido sobre a parede. A aderência do fluido à parede ocorre apenas numa zona adjacente à mesma, denominada camada limite. Assim a camada limite é a zona adjacente à parede onde os efeitos viscosos são mais significativos, pelo que nessa zona a velocidade relativa do líquido real é nula, o que implica a existência de um forte gradiente de velocidades segundo a normal à parede, e portanto o aparecimento de tensões tangenciais.

No escoamento paralelo à parede, ocorre escorregamento do fluido em movimento sobre o fluido a ela aderente (o que também justifica o gradiente de velocidades na direcção normal à parede), e consequentemente a mesma sofre uma força de arrastamento no sentido do movimento. Sendo a tensão de arrastamento sobre a parede igual ao produto da viscosidade pelo valor do gradiente junto à mesma.
A acção da viscosidade no escoamento de fluidos traduz-se pelo aparecimento de forças resistentes que conduzem à dissipação de parte da energia mecânica do escoamento.
A tensão tangencial média τ_0 resultante do escoamento uniforme numa conduta de comprimento L traduz-se pela equação (2.9).

$$\tau_0 = \frac{R_x}{P\,L} \tag{2.9}$$

onde R_x é a resultante das componentes tangenciais das forças exercidas sobre a parede, ou seja é a força de arrastamento (N) e P é o perímetro molhado (m).

Uma vez que o escoamento é uniforme, P é constante ao longo do percurso. Em condutas de secção circular a tensão tangencial distribui-se uniformemente no perímetro molhado, e coincide com o valor médio dado pela equação (2.9). Num escoamento uniforme a tensão tangencial média na parede τ_0, relaciona-se com a perda de carga unitária J, segundo a expressão (2.10).

$$\tau_0 = \gamma\, J\, R \tag{2.10}$$

onde γ é o peso volúmico do fluido (kg/m^3) e R é o raio hidráulico (m).

No escoamento laminar numa conduta de secção circular, a tensão tangencial, constante ao longo de qualquer cilindro coaxial com a conduta, deve-se à viscosidade do fluido e é expressa pela equação (2.11).

$$\tau_v = -\mu \frac{dV}{dr} \tag{2.11}$$

onde r é o raio do cilindro e o sinal negativo traduz a diminuição de V com r de acordo com o perfil de velocidades.

No caso dos escoamentos turbulentos, adicionalmente à tensão tangencial resultante da viscosidade do fluido τ_v, surge uma tensão tangencial τ_t devida ao efeito das componentes $V_r^{'}$ e $V_x^{'}$, da flutuação turbulenta da velocidade (QUINTELA, 2005). Sendo que $V_r^{'}$ tem a direcção normal ao eixo da conduta e

V_x' tem a mesma direcção do eixo. A tensão tangencial, média no tempo, de origem turbulenta τ_t é dada pela equação (2.12)

$$\tau_t = \rho \overline{V_r'} \overline{V_x'} \tag{2.12}$$

Assim, a tensão tangencial num escoamento turbulento obtém-se da equação (2.13).

$$\tau = \tau_v + \tau_t = -\mu \frac{dV}{dt} + \rho \overline{V_r'} \overline{V_x'} \tag{2.13}$$

Nos escoamentos turbulentos, para elevados valores do R_e, as forças dissipativas e também as tensões tangenciais devidas ao efeito de viscosidade tornam-se desprezáveis face à turbulência. Pelo que a dissipação de energia característica dos escoamentos turbulentos provém maioritariamente da turbulência e não da viscosidade dos fluidos.

Uma vez que o escoamento turbulento apresenta uma componente de tensão tangencial adicional, em relação ao escoamento laminar, pode concluir-se que o escoamento turbulento apresenta um carácter dissipativo superior ao do escoamento laminar.

2.2 Perdas de carga localizadas

2.2.1 Conceitos básicos

O circuito hidroeléctrico inclui trechos de condutas de eixo rectilíneo que são unidos por diversos tipos de acessórios, designadamente alargamentos e estreitamentos bruscos ou suaves, curvas, cotovelos, bifurcações, e válvulas.

Cada um destes acessórios constitui uma singularidade do circuito, que induz localmente no escoamento um acréscimo de turbulência, que por sua vez leva a um aumento da dissipação de energia. Para montante, a singularidade provoca a alteração do andamento das linhas de corrente e o aumento da intensidade de turbulência do escoamento. As linhas de corrente voltam a ser rectilíneas numa secção a jusante, e a turbulência retoma a sua intensidade numa secção subsequente, suficientemente afastada da singularidade. Na zona entre a secção de montante, onde surgem os efeitos da singularidade, e a secção a jusante onde aqueles efeitos se anulam, a perda de carga unitária, J, excede a do escoamento uniforme. A perda de carga localizada, resultante da singularidade, avalia-se pela diferença de cotas entre as linhas de energia correspondentes ao escoamento sem singularidade (que seria uniforme em

toda a sua extensão), e ao escoamento com singularidade, que se verifica na secção de jusante, suficientemente afastada da singularidade, e onde se anulam os respectivos efeitos (QUINTELA, 2005).

Ao longo de uma instalação sob condições de escoamento em pressão, o regime permanente poderá ser uniforme, gradualmente variado ou rapidamente variado. Nos trechos de condutas cilíndricas de eixo rectilíneo, sem ligação ao exterior ao longo do percurso, o escoamento é permanente e uniforme. Nos trechos de condutas com variação gradual da secção ou com ligações ao longo do percurso, as linhas de corrente são aproximadamente rectilíneas e paralelas, e o escoamento é permanente gradualmente variado, pelo que o caudal varia de secção para secção. Junto de singularidades que provoquem acentuada curvatura das linhas de corrente, o escoamento é permanente rapidamente variado.

O valor das perdas de carga singulares ΔH determina-se recorrendo a uma expressão do tipo (2.14).

$$\Delta H = K \frac{U^2}{2g} \tag{2.14}$$

onde U é a velocidade numa secção considerada de referência (m/s), e K é um coeficiente que depende da geometria da singularidade, do número de Reynolds e, em alguns casos (como nas ramificações) de determinadas condições do escoamento (-).

Nos circuitos hidroeléctricos e nas aplicações de engenharia correntes, o escoamento é turbulento, e os valores do R_e são suficientemente elevados para que o coeficiente K se possa considerar independente deste. Uma vez que nas aplicações práticas de engenharia o escoamento é quase sempre turbulento, a equação (2.14), aplica-se maioritariamente a escoamentos turbulentos. Esta equação está de acordo com a variação proporcional entre as perdas de carga e o quadrado da velocidade média, que se verifica para o escoamento turbulento.

2.2.2 Separação da camada limite

A camada limite começa a desenvolver-se assim que se dá o contacto entre o líquido em escoamento e a fronteira sólida. No caso de uma conduta ou de um canal com origem num reservatório, a camada limite desenvolve-se a partir da entrada, e a respectiva espessura aumenta para jusante, até que a determinada distância da entrada ocupa a totalidade da secção.
Num trecho curto de escoamento acelerado nas proximidades de uma parede, as pressões no exterior à camada limite decrescem no sentido do escoamento, e o crescimento da espessura da camada limite é menor. Neste caso pode admitir-se praticamente que o líquido é perfeito, uma vez que a espessura da camada limite é pequena, e portanto o escoamento ocorre aproximadamente sem perda de carga. O

condicionamento de o trecho de escoamento ser curto, justifica-se para assegurar que a espessura da camada limite se mantém reduzida. No caso do escoamento retardado, a espessura da camada limite tende a crescer mais rapidamente, e pode ocorrer o fenómeno de separação da camada limite. O movimento de um líquido real em torno de um cilindro, tal como representado na Figura 2.2, pode considerar-se praticamente irrotacional entre A e B e entre A e C, dada a pequena espessura da camada limite. Assim, a partir do ponto de estagnação (ponto de velocidade nula e pressão máxima) em A, até B e C, a energia de pressão transforma-se em energia cinética, pelo que o escoamento é acelerado e como tal não ocorre separação da camada limite. A energia cinética atinge o valor máximo em B e C, pelo que se inicia a partir de B e C a transformação de energia cinética em energia de pressão. Uma vez que se trata do escoamento de um líquido real, ocorre dissipação de energia neste percurso. Consequentemente, a velocidade anula-se antes de atingir o ponto D, nos dois pontos simétricos S onde o escoamento se separa da parede. Em cada um dos pontos de separação originam-se vórtices em sentidos contrários, e em determinadas condições estes vórtices desprendem-se e desintegram-se dando lugar a uma esteira turbulenta, cuja designação em inglês é turbulent wake (QUINTELA, 2005).

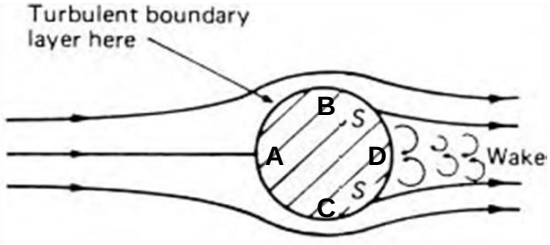


Figura 2.2: Separação da camada limite. Esteira turbulenta (MASSEY, 2006).

Como se referiu, a separação da camada limite pode ocorrer para escoamentos retardados, cujas linhas de corrente são divergentes em resultado da geometria, com acentuada curvatura das fronteiras sólidas. Em condutas divergentes pode não ocorrer separação da camada limite, se o ângulo de divergência for suficientemente pequeno. A separação da camada limite causa perturbações, nomeadamente perdas de energia e vibrações significativas no transporte de líquidos. Deste modo, procura-se atribuir às fronteiras sólidas formas hidrodinâmicas, que reduzam a tendência de ocorrência deste fenómeno em instalações hidráulicas.

O comportamento do escoamento pode ser significativamente afectado se a pressão variar na direcção do escoamento. Considere-se o escoamento ao longo de uma superfície curva, tal como representado na Figura 2.3 (MASSEY, 2006).

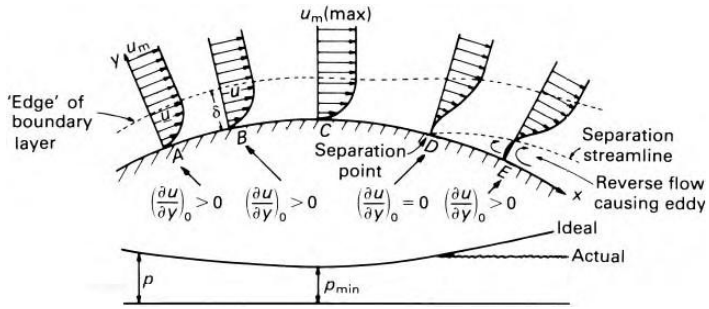


Figura 2.3: Separação da camada limite, escoamento inverso, e variação da pressão (MASSEY, 2006).

O fluido é deflectido em torno da superfície, e é acelerado até ao ponto C, onde a velocidade atinge o valor máximo, fora da camada limite no eixo da conduta. Em C a pressão é mínima, então a partir de A até C o gradiente de pressões $\partial p/\partial x$ é negativo, e a força de pressão resultante, sobre um elemento líquido da camada limite, tem a direcção de jusante. Este gradiente de pressões diz-se favorável, uma vez que contraria, em parte, o efeito da camada limite, de redução da velocidade do fluido. Assim, o crescimento da espessura da camada limite, é inferior ao que se verifica no caso de um escoamento ao longo de uma placa plana, em que é nulo o gradiente de pressões. A partir de C, tem-se um aumento de pressão, pelo que a força de pressão resultante, sobre um elemento líquido da camada limite, apresenta sentido oposto ao do escoamento. Embora, o gradiente de pressões $\partial p/\partial x$ tenha praticamente o mesmo valor em toda a secção transversal da camada limite, o respectivo efeito é mais significativo no fluido junto à superfície sólida, uma vez que este fluido apresenta momento linear inferior ao do fluido mais próximo do eixo. Consequentemente, quando o momento linear do fluido junto à superfície sólida é ainda mais reduzido pela força de pressão resultante, este fluido é rapidamente imobilizado. Então o valor de $\partial u/\partial y$ anula-se à superfície (ponto D). Mais a jusante, como no ponto E, o escoamento junto à superfície sólida acaba por se inverter. O fluido impossibilitado de seguir o contorno da superfície sólida separa-se desta. A separação ocorre antes do fim da superfície sólida ser atingido, e tem início no ponto de separação onde $\left(\partial u/\partial y\right)_{y=0}$ se anula. A separação é causada pela redução da velocidade na camada limite combinada com o gradiente de pressões positivo (designado por gradiente de pressões adverso, uma vez que se opõem ao escoamento). A separação pode ocorrer apenas quando existe um gradiente de pressões adverso, verificando-se que a separação do escoamento ao longo de uma placa plana, com um gradiente de pressões nulo ou negativo, não ocorre antes de se atingir o fim da placa, independentemente do seu comprimento. Na presença de um gradiente de pressões adverso, a espessura da camada limite cresce rapidamente. Um fluido invíscido nunca se separa de uma superfície contínua, mesmo na presença de um gradiente de pressões positivo, uma vez que não apresenta viscosidade que dê origem a uma camada limite ao longo da superfície. A linha de corrente com velocidade nula, que separa o fluido em escoamento para jusante do escoamento inverso, separa-se da superfície no ponto de separação, e designa-se por linha de corrente de separação (MASSEY, 2006).

Em resultado do escoamento inverso, formam-se grandes vórtices irregulares nos quais muita energia é dissipada, e a zona de fluido perturbado estende-se para jusante. Apesar do gradiente de pressões positivo, a pressão a jusante mantém-se aproximadamente igual à que se verifica no ponto de separação, uma vez que ocorre dissipação de energia nos vórtices. A separação ocorre tanto nas camadas limite de origem laminar como nas de origem turbulenta e as causas são as mesmas, sendo as camadas limite laminares muito mais propensas à separação. O que se justifica tendo em conta que numa camada limite laminar, o aumento de velocidade com a distância ao centro da conduta não é tão rápido (Figura 2.1), e como tal o gradiente de pressões adverso pode mais facilmente parar o fluido que se escoa lentamente junto à superfície sólida. Para qualquer das camadas, quanto maior for o gradiente de pressões adverso, menor será a distância percorrida antes da separação. Para que se gere um gradiente de pressões, não é necessário que a superfície seja curva, tendo-se como exemplo num difusor com gradiente de pressões adverso, que causa separação do escoamento, a não ser que o ângulo de divergência seja muito pequeno. Em consequência da formação de uma esteira turbulenta a jusante, a efectiva fronteira do escoamento não é a superfície sólida, mas antes uma forma desconhecida que inclui a zona de separação. A esteira turbulenta, na qual a pressão se mantém aproximadamente constante, altera radicalmente o padrão do escoamento. Em resultado dessa alteração, a posição do ponto de pressão mínima, ponto C, pode mudar, e como tal o ponto de separação pode deslocar-se para montante (MASSEY, 2006). Se uma vez separada da fronteira, a camada limite laminar se tornar turbulenta, ocorre em seguida a mistura de partículas de fluido, que sob determinadas condições pode levar a que a camada limite se volte a juntar à fronteira sólida. Tal pode por vezes ocorrer no bordo de entrada de uma superfície, onde a rugosidade excessiva dê origem à separação da camada limite laminar, a que se segue uma camada limite turbulenta a jusante.

2.2.3 Perda de carga localizada num alargamento brusco

Assume-se o escoamento em regime permanente sob pressão. O fluido ao sair da conduta de secção menor (Figura 2.4) não segue o desvio abrupto da fronteira, consequentemente ocorre separação do escoamento e formam-se vórtices turbulentos nos cantos a jusante da face anelar GD o que resulta na dissipação de energia.

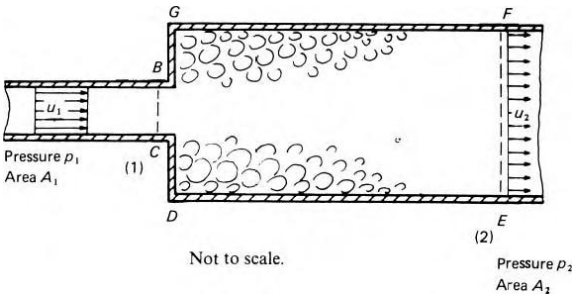


Figura 2.4: Alargamento brusco (MASSEY, 2006).

Recorrendo a algumas hipóteses simplificativas:

1) Para elevados valores do R_e, a velocidade na conduta de menor secção pode assumir-se sensivelmente uniforme.
2) Na secção 1 as linhas de corrente são rectilíneas e paralelas, como tal a carga piezométrica é uniforme.
3) A jusante do alargamento, na secção 2 suficientemente afastada do mesmo (a uma distância aproximadamente 8 vezes superior ao maior diâmetro), assume-se que a velocidade e a carga piezométrica voltam a ser aproximadamente uniformes na secção transversal.
4) Admite-se que as forças tangenciais actuantes nas fronteiras do volume de controlo entre as secções 1 e 2 são desprezáveis.

Pode-se estimar a perda de carga neste tipo de singularidade, aplicando a equação do momento linear ao volume de controlo. Adicionalmente, para simplificar, assumem-se que os eixos das condutas são horizontais. Pela equação da continuidade, a velocidade u_2 é inferior à velocidade u_1, pelo que se tem variação do momento linear, que por sua vez implica uma força resultante actuante no fluido entre as secções 1 e 2. A taxa de variação do momento linear do volume de controlo é igual à força resultante actuante no mesmo, e tem a direcção da força.

No intervalo de tempo δt um volume de fluido desloca-se, a partir da entrada do volume de controlo, e percorre uma distância de $u\delta t$, pelo que o volume de fluido que entra no volume de controlo nesse intervalo de tempo é igual a $A_1 u_1 \delta t$. A massa desse volume de fluido é igual a $\rho_1 A_1 u_1 \delta t$ e o momento linear é igual ao produto da massa de fluido pela respectiva velocidade, ou seja $\rho_1 A_1 u_1 \delta t \cdot u_1$. Da mesma forma, o momento linear do volume de fluido que deixa o volume de controlo pela secção 2 é igual a $\rho_2 A_2 u_2 \delta t \cdot u_2$. A força resultante actuante no volume de controlo, segundo a direcção do escoamento, é dada pela equação (2.15).

$$p_1 A_1 + p'(A_2 - A_1) - p_2 A_2 \qquad (2.15)$$

onde p' é a pressão média do fluido em regime turbulento sobre a face anelar GD (N/m).

Uma vez que as acelerações radiais sobre a face anelar GD são bastante reduzidas, pode admitir-se, e a experiência demonstra-o, que p' é aproximadamente igual a p_1. Pelo que a força resultante actuante no fluido do volume de controlo é igual a $\left(p_1 - p_2\right) A_2$. A partir da equação da conservação da

quantidade de movimento ou do momento linear para o escoamento em regime permanente, esta força iguala a taxa de variação do momento linear segundo a direcção do escoamento (equação (2.16)).

$$(p_1 - p_2)A_2 = \frac{(\rho_2 A_2 u_2 \delta t \cdot u_2 - \rho_1 A_1 u_1 \delta t \cdot u_1)}{\delta t} \tag{2.16}$$

A partir da equação (2.16), e tendo em conta a continuidade do escoamento $A_2 u_2 = A_1 u_1$, obtém-se a equação (2.17) para o gradiente de pressões, resultante do alargamento.

$$(p_1 - p_2) = \rho \frac{Q}{A_2}(u_2 - u_1) = \rho u_2 (u_2 - u_1) \tag{2.17}$$

Recorrendo à equação de Bernoulli, tem-se a igualdade (2.18).

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + z_2 + \Delta H \tag{2.18}$$

onde ΔH (m) é a perda de carga localizada, devida ao alargamento, entre as secções 1 e 2.

Uma vez que se consideram os eixos das condutas horizontais, tem-se $z_1 = z_2$, e obtém-se para ΔH:

$$\Delta H = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \tag{2.19}$$

Substituindo o gradiente de pressões, dado pela equação (2.17), ΔH passa a:

$$\Delta H = \frac{\rho u_2 (u_2 - u_1)}{\gamma} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = \frac{(u_1 - u_2)^2}{2g} \tag{2.20}$$

Para obter ΔH a partir da expressão geral do tipo da equação (2.14), considera-se a conservação da massa $A_2 u_2 = A_1 u_1$, aplicada a (2.20) que resulta em (2.21).

$$\Delta H = \frac{u_1^2}{2g}\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \tag{2.21}$$

Das hipóteses simplificativas consideradas na dedução destas equações verifica-se alguma imprecisão nas perdas de carga devido essencialmente à separação resultante do gradiente positivo de pressões causado pela redução de velocidade (LENCASTRE, 1983), que pode ser desprezada face aos resultados.

A perda de carga localizada resultante da passagem em aresta viva de uma conduta cilíndrica para um reservatório de grandes dimensões (Figura 2.5), pode obter-se a partir da equação (2.21), considerando que $A_2 \to \infty$. Deste modo, a perda de carga corresponde à altura cinética na secção final da conduta, que se perde por turbulência no reservatório, é dada por $u_1^2/2g$.

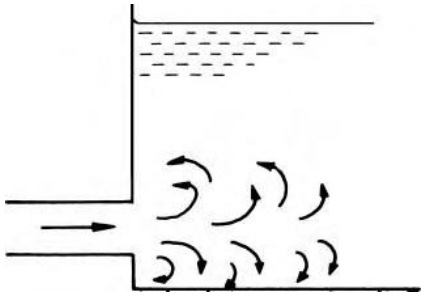


Figura 2.5: Passagem em aresta viva de uma conduta cilíndrica para um reservatório de grandes dimensões.

No caso em que a passagem para o reservatório ocorre por meio de uma transição, o coeficiente K diminui e varia entre 1,00 e 0,50 em função da geometria. Assim, recorrendo a uma transição não se perde a totalidade da energia cinética, pelo que a linha piezométrica sobe na passagem para o reservatório (QUINTELA, 2005).

2.2.4 Perda de carga localizada num alargamento suave ou difusor

Substituindo o alargamento brusco por um alargamento suave ou difusor de forma troncocônica, a perda de carga pode ser consideravelmente reduzida. A geometria de um difusor caracteriza-se por um aumento gradual da área da secção transversal no sentido do escoamento. Como tal, a partir da equação da continuidade para escoamento incompressível, a velocidade média à saída do difusor é menor do que à entrada. Consequentemente, desde que a dissipação de energia mecânica no difusor não seja excessiva, verifica-se um aumento na pressão piezométrica, entre as secções de entrada e saída do difusor. Assim, o escoamento num difusor está sujeito a um gradiente de pressões adverso. Um dos aspectos do escoamento num difusor, é a tendência para que se verifique a não uniformidade do perfil de velocidades à entrada, que se mantém ou que aumenta progressivamente na passagem do escoamento pelo difusor. O funcionamento de um difusor é significativamente afectado no caso de ocorrer separação do escoamento, pelo que é importante que se adoptem geometrias que evitem a separação. O nível das flutuações turbulentas da velocidade aumenta com a distância para jusante, o que em alguns casos leva à formação de padrões variáveis do escoamento no interior do difusor (MASSEY, 2006).

A perda de carga num difusor pode ser expressa pela equação (2.22).

$$\Delta H = K\frac{\left(u_1 - u_2\right)^2}{2g} = K\left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \frac{u_1^2}{2g} \tag{2.22}$$

onde A_1 e A_2 são a área da secção transversal respectivamente à entrada e á saída (m^2) e u_1 e u_2 são as correspondentes velocidades médias (m/s).

Na Figura 2.6 são indicados os valores do coeficiente K para difusores troncocônicos. Para valores do ângulo θ superiores a aproximadamente 40°, a perda de carga total é superior à correspondente a uma alargamento brusco, em que $\theta = 180^o$, e a perda de carga máxima ocorre para aproximadamente $\theta = 60^o$.

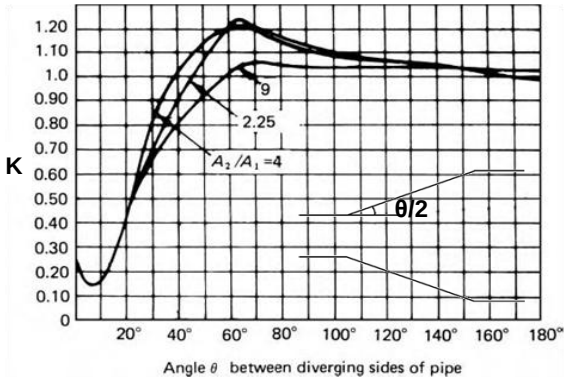


Figura 2.6: Perda de carga em difusores troncocônicos (adaptado de MASSEY, 2006).

Para $\theta = 180^o$ tem-se $k = 1{,}0$, e a equação (2.22) corresponde à equação (2.21), relativa ao alargamento brusco. Existe um ângulo de abertura óptimo, para o qual a perda de carga é mínima. Recorre-se a difusores para obter um aumento de pressão na direcção do escoamento. A um difusor bem projectado corresponderia um aumento na pressão piezométrica, ou recuperação de pressão, obtido a partir da equação de Bernoulli, e dado pela equação (2.23).

$$p_2 - p_1 = \frac{1}{2}\rho\left(u_1^2 - u_2^2\right) = \frac{1}{2}\rho u_1^2\left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right] \tag{2.23}$$

A equação (2.23) obtém-se admitindo escoamento em regime permanente e condições uniformes nas secções transversais de entrada e saída. O aumento efectivo de pressão é inferior ao resultante da equação (2.23), dadas as perdas de carga que aí se verificam.

A dissipação de energia resultante dos escoamentos divergentes é sempre superior à que resulta dos escoamentos convergentes (QUINTELA, 2005; LENCASTRE, 1983; IDEL'CIK; 1999 e LEVIN; 1968).

Num estreitamento suave a perda de carga é suficientemente pequena para poder ser desprezada. Pelo que, a conversão de altura cinética em altura piezométrica, que ocorre nos alargamentos, é menos eficiente do que a conversão de altura piezométrica em altura cinética, correspondente aos estreitamentos. Muita investigação tem sido feita, no sentido de tornar mais eficientes as geometrias dos difusores (VOITH, SULZER, catálogos consultados em 2010).

2.2.5 Perda de carga localizada em estreitamentos bruscos e suaves

Um estreitamento brusco, tal como o representado na Figura 2.7, é geometricamente o inverso de um alargamento brusco, no entanto não é possível aplicar a equação do momento linear ao volume de controlo entre as secções 1 e 2. O que se justifica, uma vez que imediatamente a montante da secção do estreitamento, a curvatura das linhas de corrente e a aceleração do fluido, levam a que a pressão na face anelar varie de forma desconhecida (MASSEY, 2006).

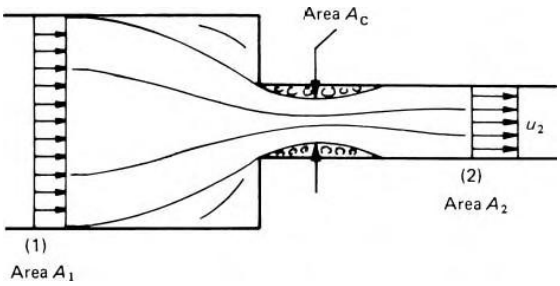


Figura 2.7: Estreitamento brusco (MASSEY, 2006).

Imediatamente a jusante da secção do estreitamento, forma-se uma secção contraída de área A_c, depois da qual o escoamento volta a alargar ocupando a totalidade da secção. Ocorre separação do escoamento entre a secção contraída e a parede da conduta, e praticamente toda a dissipação de energia resultante do estreitamento deve-se a esta separação. Ou seja, as perdas de carga num estreitamento devem-se essencialmente às perdas por alargamento na passagem da secção contraída para a secção S_2 (LENCASTRE, 1983).

Entre a secção contraída e a secção 2 a jusante, onde a velocidade volta a ser sensivelmente uniforme, o padrão do escoamento é semelhante ao que se verifica depois de um alargamento brusco. Assim, a perda de carga é dada pela equação (2.24).

$$\Delta H = \frac{u_2^2}{2g}\left(\frac{A_2}{A_c}-1\right)^2 = \frac{u_2^2}{2g}\left(\frac{1}{C_c}-1\right)^2 \qquad (2.24)$$

onde A_c é a área da secção contraída (m^2) e C_c é o coeficiente de contracção dado por A_c/A_2 (-).

O valor de C_c depende do rácio A_2/A_1 e do tipo de aresta. Para condutas circulares coaxiais e para valores bastante elevados do número de Reynolds, a Tabela 2.1 apresenta valores para o coeficiente K da equação (2.25).

$$\Delta H = K\frac{u_2^2}{2g} \tag{2.25}$$

Tabela 2.1: Coeficientes de perda de carga k para estreitamentos bruscos em função do rácio entre os diâmetros das secções (MASSEY, 2006).

d_2/d_1	**0**	**0.2**	**0.4**	**0.6**	**0.8**	**1.0**
K	0.50	0.45	0.38	0.28	0.14	0.00

À medida que $A_1 \to \infty$ o valor de K na equação (2.25) tende para 0.5, o que corresponde ao caso da perda de carga na passagem, em aresta viva, de um reservatório de grandes dimensões para uma conduta, desde que a secção final da conduta não entre no reservatório (Figura 2.8 (a)). Uma conduta reentrante, como na Figura 2.8 (b), provoca maior perda de carga. Se a entrada para a conduta se der por meio de uma transição arredondada (Figura 2.8 (c)), o fluido pode seguir a fronteira sem que ocorra separação, o que permite reduzir significativamente a perda de carga. Uma entrada cónica, como a da Figura 2.8 (d), também conduz a uma perda muito inferior à da entrada brusca.

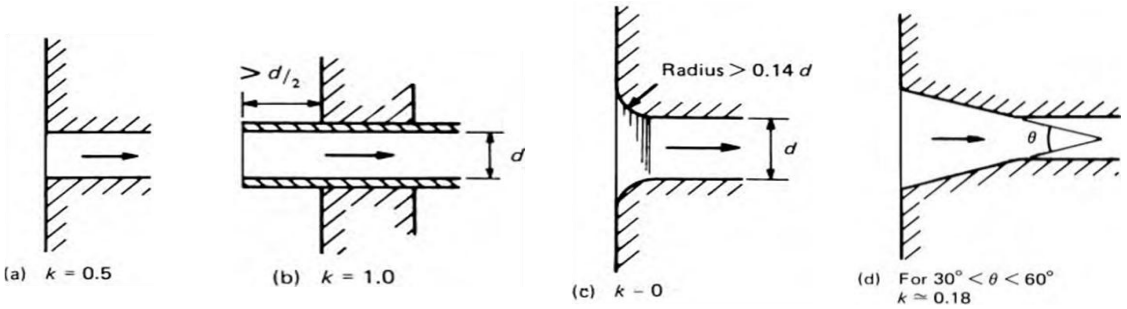


Figura 2.8: Coeficientes de perda de carga k para diferentes formas da passagem de um reservatório para uma conduta (MASSEY, 2006).

As perdas de carga resultantes de um estreitamento suave dependem da forma geométrica da transição. Dada a estabilidade própria dos sistemas acelerados, as correspondentes perdas de carga são sempre muito pequenas, podendo K tomar valores da ordem de 0.01, pelo que nestes casos as perdas são geralmente desprezáveis. Como tal, num estreitamento com transição deve evitar-se a ocorrência de separação da veia líquida ou de cavitação (IDEL'CIK; 1999 e LENCASTRE, 1983), dado o gradiente de pressões negativo, resultante do aumento da velocidade (escoamento irrotacional), a que está sujeito o escoamento num estreitamento.

2.2.6 Perda de carga localizada em curvas

Quando o escoamento numa tubagem é obrigado a mudar de direcção têm-se perdas de carga. Considere-se a curva representada na Figura 2.9 (a). Sempre que um fluido se escoa numa curva, surge uma força actuante no fluido que se dirige radialmente para o centro da curva, e como tal uma aceleração centrípeta. Verifica-se, assim, um aumento de pressão nas proximidades da parede exterior da curva, que se inicia no ponto A e atinge um máximo no ponto B. Nas proximidades da parede interior tem-se uma redução de pressão, verificando-se uma pressão mínima em C e um posterior aumento de C para D. Consequentemente, entre A e B e entre C e D, o fluido é submetido a um gradiente de pressões adverso, pelo que a pressão aumenta no sentido do escoamento (MASSEY, 2006).

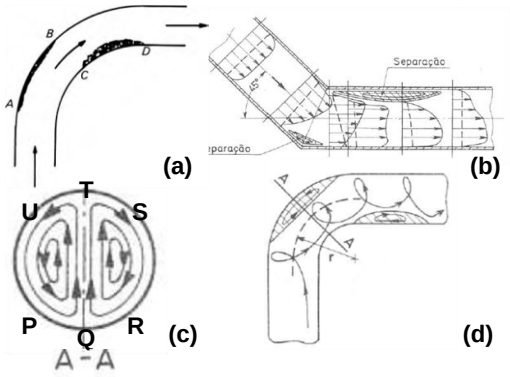


Figura 2.9: Escoamento em curva a 90° e 45°. (a) Corte longitudinal com zonas de separação. (b) Corte longitudinal com diagramas de velocidade e zonas de separação. (c) Corte transversal com duplo vórtice. (d) Corte longitudinal com escoamento secundário e zonas de separação (adaptado de LENCASTRE, 1983).

Estas condições de escoamento são semelhantes às que se verificam num difusor de uma turbina e, a não ser que o raio de curvatura seja muito grande, podem conduzir à separação localizada do escoamento, com a dissipação de energia. A magnitude dessa dissipação depende essencialmente do raio de curvatura da curva do número de Reynolds. As perdas de carga numa curva também resultam do fenómeno de escoamento secundário. A velocidade é reduzida na zona adjacente às paredes, segundo os arcos PU e RS da Figura 2.9 (c), por acção das tensões tangenciais de origem viscosa na camada limite que se desenvolve nessas paredes. Consequentemente, o aumento de pressão que se verifica do raio interior para o raio exterior da curva, ao longo das camadas limite (PU e RS) é inferior ao que ocorre ao longo da linha QT. Uma vez que a pressão em T é maior do que em U e S, e em Q é menor do que em P e R, ocorre escoamento secundário na secção transversal A-A representada na Figura 2.9 (c) e (d). Em conjunto com o escoamento principal, o escoamento secundário dá origem a um duplo vórtice com movimento espiral, que pode persistir por uma distância a jusante da curva, tão grande quanto 50 a 75 vezes o diâmetro da conduta. O movimento espiral do fluido aumenta a velocidade local, pelo que a perda de carga contínua, é superior à que se verifica para o mesmo caudal, mas sem o escoamento secundário. Assim, uma conduta curva provoca uma perda de carga adicional, em relação àquela que resultaria de uma conduta com o mesmo comprimento total, mas rectilínea. Esta dissipação adicional é

adequadamente expressa por $Ku^2/2g$. O valor de K depende do ângulo total da curva e do raio de curvatura relativo R/d, onde R é o raio de curvatura do eixo da conduta (m) e d é o diâmetro da conduta (m). O coeficiente K varia, mas relativamente pouco, com o número de Reynolds, e aumenta com a rugosidade da superfície. Quando, por falta de espaço não for possível instalar uma curva de elevado raio, pode recorrer-se a uma união com a parede interior e exterior em ângulo recto, ou seja sem curvatura, pelo que com $R/d = 0$. Nesse caso tem-se K aproximadamente igual a 1,1 (MASSEY, 2006). No entanto, se for instalada uma série de guias curvas, correctamente dimensionadas, que orientem o escoamento, tal como representado na Figura 2.10, grande parte da separação e do escoamento secundário, que de outra forma ocorreria, é evitado. Assim, a perda de carga é significativamente reduzida, embora a superfície total da fronteira sólida seja consequentemente aumentada.

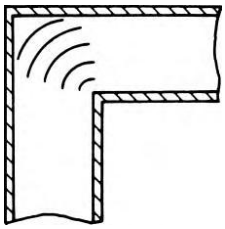


Figura 2.10: União sem curvatura. Série de guias curvas (MASSEY, 2006).

2.2.7 Perda de carga localizada em bifurcações

Em centrais hidroeléctricas com mais de um grupo turbogerador recorre-se a uma bifurcação ou mais, da conduta forçada principal num número de condutas de ligação aos grupos turbogeradores, de diâmetro inferior ao da conduta forçada principal. O escoamento no interior de bifurcações ocorre no sentido da conduta forçada principal para cada uma das condutas de ligação, e deve satisfazer a lei da conservação da massa. A hidrodinâmica do escoamento nas bifurcações é muito semelhante àquela que ocorre nos estreitamentos, dada a relação entre os diâmetros da conduta forçada principal e das condutas de ligação, pelo que se esperam baixos valores de perda de carga localizada nas bifurcações. Assim, o escoamento no interior de bifurcações é acelerado, e o gradiente de pressões é negativo, pelo que se a geometria for adequada (sem pontos angulosos no seu traçado) não se geram condições para a ocorrência de separação com dissipação de energia, e o escoamento apresenta-se irrotacional. Existe a possibilidade de ocorrência de cavitação, em resultado da redução da pressão que se verifica para jusante originada pela ocorrência de transitório em válvulas de protecção dos grupos ou no funcionamento da central, mas que deve seguir regras de controlo apropriadas. No sentido de reduzir as perdas de carga e as perturbações ao escoamento, deve recorrer-se a uma transição suave e de forma hidrodinâmica, que permita a ligação entre a conduta forçada principal e as condutas de ligação. O ponto

onde ocorre, em cada um das bifurcações, a derivação das linhas de corrente, apresenta velocidade mínima e pressão máxima, e designa-se por ponto de estagnação do escoamento.

3 Válvulas

3.1 Considerações prévias

As válvulas são elementos importantes no projecto de instalações hidráulicas. Recorre-se às válvulas para efectuar várias funções, como regular o caudal e a pressão, proteger condutas e turbomáquinas de sobrepressões, evitar transitórios, evitar a inversão do escoamento nas turbomáquinas, e permitir a remoção de ar aprisionado em condutas, entre outras funções. Se não forem devidamente seleccionadas e operadas, as válvulas podem causar problemas graves nas instalações. O fecho ou a abertura demasiado rápida de uma válvula e a selecção incorrecta do tipo de válvula podem induzir regimes transitórios hidráulicos severos. As válvulas quando sujeitas a cavitação sofrem um desgaste rápido podem em causa a segurança dos sistemas hidráulicos, pelo que têm de ser substituídas. Existem estruturas de controlo de caudal que podem requerer a instalação de múltiplas válvulas em série ou em paralelo, de modo a possibilitar o seu funcionamento tanto como válvulas de regulação de caudal, quanto como válvulas de controlo de cavitação (TULLIS, 1989).

3.2 Válvulas de controlo de caudal

3.2.1 Fundamentos

As válvulas são órgãos hidrodinâmicos fundamentais na operação dos sistemas adutores. Para interromper o escoamento ou alterar o caudal, podem seleccionar-se diferentes tipos de válvulas. Pelo que é importante conhecer as características do respectivo comportamento, no que respeita à capacidade de vazão e de modificação do caudal, e à ocorrência de cavitação (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

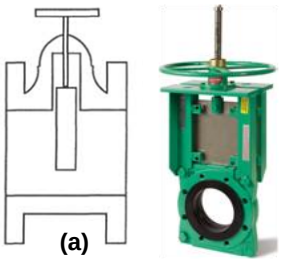
As válvulas de controlo de caudal, têm como função regular o regime de escoamento permanente numa instalação. Este tipo inclui válvulas de isolamento, bloqueio e seccionamento, que são usadas para impedir o escoamento em determinadas secções da conduta. É conveniente que estas válvulas controlem o caudal sem dar origem a regimes transitórios, cavitação excessiva, ou perdas de carga, e que possam funcionar sob todas as condições de escoamento esperadas (TULLIS, 1989).

As válvulas que durante o seu funcionamento se mantenham totalmente abertas ou totalmente fechadas, não têm exactamente funções de controlo de caudal. Estas válvulas são, em geral, utilizadas como válvulas de seccionamento ou isolamento nas instalações hidráulicas. Neste caso, durante as operações de abertura e de fecho, o problema a ter em conta é o controlo do caudal durante a manobra, e a protecção da instalação contra variações de pressão transitórias (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

As válvulas de controlo de caudal podem ser classificadas, em função do tipo de movimento do veio do respectivo obturador, em válvulas com movimento linear e válvulas com movimento angular do obturador. Do primeiro grupo fazem parte as válvulas de cunha, as válvulas de globo, enquanto as válvulas esféricas e as válvulas de borboleta se incluem no segundo grupo. Segue-se uma breve descrição dos tipos referidos.

3.2.2 Válvulas de cunha

Este tipo de válvulas, representado na Figura 3.1, tem como obturador um disco circular ou rectangular que se move perpendicularmente à direcção do escoamento. Algumas válvulas de cunha têm um disco circular e ranhuras guia cónicos. A junta cónica da sede da válvula permite um contacto metal – metal estanque, à medida que o disco é cravado na superfície da sede. O disco pode ser elevado por rotação de uma roda manual. Também existem válvulas de cunha de disco duplo, nas quais quando a válvula é fechada ambos os lados do disco são cravados contra a sede da válvula. Quando uma válvula de cunha está totalmente aberta, a passagem do escoamento é inferior à área da secção transversal da conduta, devido à forma da sede da válvula e das ranhuras. Assim, estas válvulas têm elevada capacidade de vazão, e quando totalmente abertas conduzem a reduzidas perdas de carga. As válvulas de cunha geralmente, operam totalmente abertas ou totalmente fechadas, e não para regulação do caudal. Assim, estas válvulas são indicadas para a função de isolamento ou seccionamento.



(a) **(b)**

Figura 3.1: Válvula de cunha. (a) Representação esquemática (TULLIS, 1989). (b) Fotografia de uma válvula tipo.

3.2.3 Válvulas de globo

Este tipo de válvulas é adequado para uma grande variedade de aplicações, tanto para controlo automático como para controlo manual, do caudal ou da pressão. Para uma válvula de globo hidraulicamente actuada, como a representada na Figura 3.2 (a), a abertura da válvula é alterada, adicionando ou removendo líquido da câmara acima do diafragma flexível. O que pode ser feito manualmente ou automaticamente com controlo piloto. Alterando o tipo de controlo, uma válvula de globo pode ser adaptada de modo a manter constante a pressão à entrada, a pressão à saída, o caudal, e o nível num reservatório, a actuar como uma válvula redutora de pressão ou válvula de antecipação de

onda, e a funcionar como válvula de retenção. O líquido pressurizado para actuar a válvula é geralmente fornecido a partir da pressão dentro da conduta (TULLIS, 1989).

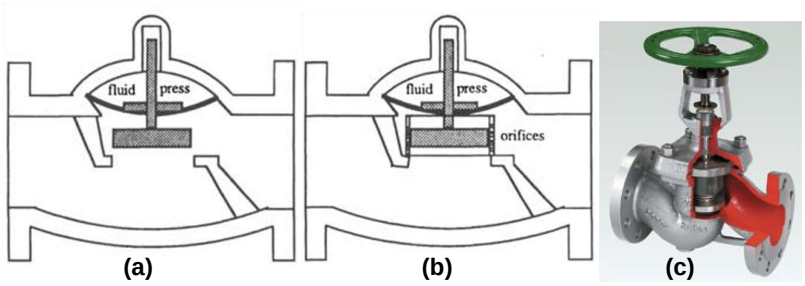


Figura 3.2: Válvula de globo. (a) Representação esquemática. (b) Representação esquemática com protecção anti-cavitação (TULLIS, 1989). (c) Fotografia de uma válvula tipo.

Estas válvulas podem ter diversos tipos de obturadores e de sistemas hidráulicos de actuação e de regulação. Em função da posição do obturador relativamente ao eixo da conduta, apresentam diferentes designações: em linha ou “standard”, angulares e em Y ou obliquas. Podem ter sede simples ou sede dupla. As sedes e os obturadores podem ser fabricados com diferentes formas e materiais, consoante as condições de serviço e o tipo de controlo. Para uma regulação fina de caudal em condutas de pequeno diâmetro pode-se recorrer a obturadores do tipo agulha. A forma do obturador e dos respectivos orifícios, condiciona as características de regulação de caudal (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

As válvulas de globo também podem ser actuadas mecanicamente, esta opção é habitualmente tomada para válvulas de globo de menores diâmetros. No caso de diâmetros maiores, a carga exercida sobre o obturador requer uma força excessiva para actuar a válvula, pelo que é preferível um actuador do tipo hidráulico. A válvula de globo apresenta maiores perdas de carga na posição totalmente aberta, do que a válvula de cunha, devido ao percurso complexo do escoamento no seu interior. Duas limitações à utilização deste tipo de válvulas resultam dos respectivos coeficientes de perda de carga, relativamente elevados na posição totalmente aberta, e do facto de serem projectadas apenas para dimensões reduzidas. Por instalação de uma protecção anti-cavitação adicional, “anti-cavitation trim”, dentro da válvula, tal como representado na Figura 3.2 (b), o respectivo funcionamento em termos de cavitação pode ser substancialmente melhorado. O anti-cavitation trim é um dispositivo para atenuar os efeitos da cavitação, constituído por um ou mais cilindros que contêm muitos orifícios pequenos. Estes orifícios dissipam energia cinética e reduzem a ocorrência de cavitação. Este dispositivo tem a desvantagem de aumentar significativamente a perda de carga da válvula na posição totalmente aberta (TULLIS, 1989).

3.2.4 Válvulas esféricas

As válvulas esféricas têm um obturador em forma de esfera, com um orifício cilíndrico ao longo do qual o fluido se escoa. A sede da válvula que se ajusta ao obturador é circular, pelo que as tensões que se

geram no contacto sede/obturador aquando do fecho da válvula, são circunferenciais e uniformes. A maioria das válvulas esféricas tem sedes flexíveis que se adaptam facilmente à superfície da esfera. Assim, as válvulas esféricas garantem estanquidade. Apresentam boas características de controlo de caudal, que resultam da rotação do obturador sobre a sede circular, e da dupla perda de carga do escoamento à entrada e à saída do obturador. No entanto, se a válvula esférica for deixada parcialmente aberta por um período prolongado, induzindo condições de elevada perda de carga, os apoios (Figura 3.3 (a)) flexíveis do obturador tendem a escorregar em volta da borda do orifício da esfera, podendo bloqueá-la naquela posição. As válvulas esféricas com controlo manual são mais adequadas para parar e iniciar o escoamento e até para o estrangulamento moderado do mesmo. No caso do controlo automático de caudal, a esfera está continuamente em movimento, pelo que a referida falha por bloqueio é afastada das condições normais de operação. Uma vez que a bola se move sobre os apoios provocando uma corrente de varrer, as válvulas esféricas podem trabalhar com fluidos que tenham sólidos em suspensão. No entanto, os sólidos abrasivos podem danificar os apoios e a superfície da esfera (ZAPPE, 1999).

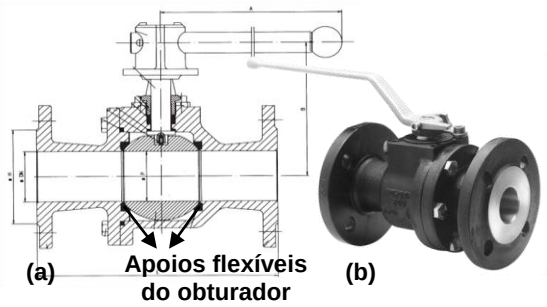


Figura 3.3: Válvula esférica. (a) Representação esquemática. (b) Fotografia de uma válvula tipo.

Numa válvula esférica, em que o diâmetro do orifício da esfera é igual ao diâmetro da conduta à entrada da válvula, em posição totalmente aberta não ocorre estrangulamento ao escoamento, pelo que a perda de carga é praticamente desprezável. Para aberturas intermédias, têm-se dois orifícios em série que estrangulam o escoamento, um à entrada e outro à saída do obturador (TULLIS, 1989).

As válvulas esféricas são indicadas para a função de válvulas de isolamento ou seccionamento, ou seja para funcionarem na posição totalmente aberta ou totalmente fechada. São essencialmente usadas em instalações com elevada carga (superior a 150 a 200 m) ou para manobras de fecho mais rápidas. (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

3.2.5 Válvulas de borboleta

Uma válvula de borboleta comum, (Figura 3.4), consiste basicamente num obturador em forma de disco que pode rodar 90°, entre as posições totalmente aberta e totalmente fechada. O perfil longitudinal do disco deve ser hidrodinâmico, de modo a diminuir as perdas de carga na posição totalmente aberta.

Existem numerosas formas alternativas para o obturador, designadamente: simétrica, assimétrica, excêntrica, e com orifício para passagem do escoamento. A forma do disco influencia a capacidade de vazão e o binário exercido pelo escoamento sobre o obturador. Estas válvulas apresentam como vantagens: (1) peso reduzido, (2) tamanho compacto, (3) funcionamento satisfatório e (4) custo reduzido. São adequadas para operar em posição totalmente aberta ou totalmente fechada, assim como para estrangular o escoamento em aberturas intermédias. Para determinadas formas do disco, a capacidade de vazão de uma válvula de borboleta aproxima-se da de uma válvula de cunha, na posição totalmente aberta. O binário exercido pelo escoamento e a cavitação podem ser controlados por alterações na forma do disco e da sede da válvula. No fabrico do corpo, disco e sede da válvula pode ser usada uma variedade de materiais, de modo a tornar a válvula adequada à utilização com quase todos os tipos de líquidos (TULLIS, 1989).

As válvulas de borboleta são muito utilizadas nos sistemas adutores em pressão sob cargas hidráulicas relativamente pouco elevadas. Este tipo de válvula é adoptado para órgãos de fechamento de emergência, funcionando como válvula de segurança com fechamento por sobrevelocidade do escoamento (RAMOS, 2000). Também são utilizadas como órgãos reguladores de caudal, em condutas de pequeno diâmetro. As válvulas de borboleta são susceptíveis à cavitação e provocam vibrações quando sujeitas a turbulência (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

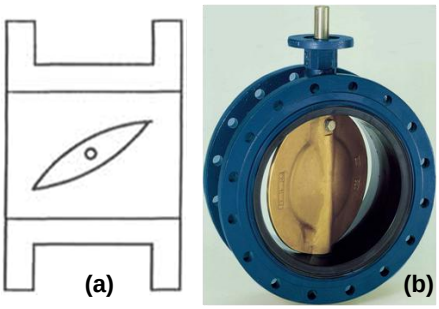


Figura 3.4: Válvula de borboleta. (a) Representação esquemática. (b) Fotografia de uma válvula tipo.

3.3 Acção das válvulas no escoamento

A presença de uma válvula num sistema hidráulico em pressão introduz resistência ao escoamento e provoca uma variação localizada da carga hidráulica, ou seja uma dissipação localizada de energia. Em geral, na zona das válvulas tem-se uma secção de escoamento contraída, que provoca a montante a convergência das linhas de corrente e a jusante a divergência das mesmas. Em resultado da divergência das linhas de corrente pode ocorrer a separação do escoamento, seguido do estreitamento da secção de escoamento e assim um aumento da velocidade, que provoca um acréscimo da intensidade de turbulência e das perdas de carga. Por sua vez, as perdas de carga introduzidas no escoamento dependem das características geométricas da válvula, e da posição do obturador, ou seja do grau de abertura da válvula.

Considerando o escoamento sob pressão em regime permanente, a perda de carga na válvula é semelhante a uma perda localizada que é proporcional ao quadrado da velocidade do escoamento ou do caudal. A equação (3.1) expressa a perda de carga localizada na válvula, que traduz a resistência imposta ao escoamento pela válvula para qualquer grau de abertura da mesma em função do valor de K_v.

$$\Delta H_v = K_v \frac{U_0^2}{2g} \tag{3.1}$$

onde ΔH_v é a perda de carga hidráulica provocada pela válvula (m), K_v é o coeficiente de perda de carga na válvula (-), e U_0 é a velocidade média numa secção de referência (m/s).

O coeficiente de perda de carga na válvula varia com a abertura da mesma, e para determinadas válvulas, principalmente as de tamanho reduzido, K_v também varia com o número de Reynolds. Esta variação é relevante apenas quando a perda de carga na válvula tenha de ser determinada com exactidão (TULLIS, 1989).

O valor de K_v é em geral determinado experimentalmente, no entanto para alguns tipos de válvulas deduziram-se expressões teóricas por meio de métodos analíticos, que permitem o cálculo de K_v. Os valores de K_v variam entre um valor mínimo, que se obtém para a posição totalmente aberta, e um valor muito elevado, teoricamente infinito, correspondente à posição de fecho total da válvula. Aquando de uma manobra que altere o grau de abertura de uma válvula, o regime de escoamento torna-se transitoriamente variável, pelo que ocorrem variações de pressão que têm efeitos adversos para a segurança e operacionalidade do sistema. As manobras bruscas provocam uma alteração significativa do caudal, dando origem a um regime variável violento na conduta de adução em pressão. Após o amortecimento do regime variável transitório, volta a atingir-se um novo regime permanente em que as variáveis hidráulicas se mantêm estáveis no tempo, se as condições de operação da instalação (níveis de água, graus de abertura das válvulas, velocidade de rotação de turbomáquinas) se mantiverem constantes (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

3.4 Coeficiente de perda de carga

O valor do coeficiente de perda de carga numa válvula K_v depende: (1) da posição do obturador, (2) das respectivas dimensões e geometria, (3) das características da instalação em que se encontre inserida, e (4) do número de Reynolds do escoamento. Para valores suficientemente elevados do R_e, que se verificam na maioria das instalações hidráulicas, o valor de K_v torna-se praticamente independente

deste parâmetro. A maioria dos dados técnicos disponíveis, relativos à dissipação de energia provocada pelas válvulas no escoamento, são obtidos para escoamentos turbulentos. No cálculo do caudal de uma instalação, no projecto de sistemas de controlo de caudal, ou em análises de sensibilidade em instalações, deve recorrer-se aos valores de K_v dados pelos fabricantes para os diferentes tipos de válvulas comerciais. O gráfico apresentado na Figura 3.5, obtido por MILLER (1978), permite obter coeficientes de perda de carga de válvulas totalmente abertas $K_{v,100}$, em função de diferentes valores do número de Reynolds em regime turbulento (*in* ALMEIDA E MARTINS, 1999).

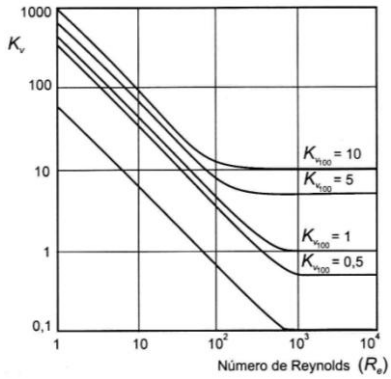


Figura 3.5: Variação do coeficiente de perda de carga de válvulas totalmente abertas, em função do número de Reynolds (MILLER *in* ALMEIDA E MARTINS, 1999).

Por observação da Figura 3.5 conclui-se que, para valores do $R_e < 1000$, o coeficiente $K_{v,100}$ de perda de carga sofre elevados incrementos com a redução do R_e. Para valores mais elevados do R_e ($R_e > 1000$), o coeficiente $K_{v,100}$ mantém-se praticamente constante e igual ao valor que lhe corresponde em regime turbulento permanente (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

A ocorrência de cavitação na válvula pode alterar significativamente o valor de K_v. Adicionalmente, são indicadas por MILLER (1978) várias razões para justificar a ocorrência de afastamentos, entre os valores estimados e os valores reais dos coeficientes de perda de carga das válvulas K_v:

1) Na maioria das instalações experimentais a definição dos valores de K_v, é obtida sem a adequada consideração de factores que os influenciam, designadamente: (1) perdas de carga na conduta, a montante e a jusante da válvula, e (2) possíveis perturbações impostas no escoamento por outras singularidades. Assim, na definição experimental dos valores de K_v, considera-se apenas o diferencial de pressão entre secções da conduta a montante (a uma distância da ordem de 1 a 2 vezes o diâmetro da conduta) e a jusante da válvula (a uma distância da ordem de 10 a 30 vezes o diâmetro da conduta).

A quantificação da influência, no valor de K_v, da perda de carga contínua no trecho de conduta entre as secções onde se mede a pressão, também pode variar com o procedimento experimental adoptado (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

2) Efeito de escala geométrica e construtiva, resultante da dificuldade de respeitar a semelhança entre válvulas de diferentes dimensões e de diferentes fabricantes.

3) Desprezar os efeitos da viscosidade, expressos pelo número de Reynolds.

A determinação teórica do valor de K_v, relativo a uma instalação com várias singularidades muito próximas, pode tornar-se complexa caso haja sobreposição de efeitos. Uma vez que esta invalida a possibilidade de somar os coeficientes de perda de carga localizada, calculados de forma isolada, para a determinação do valor de K_v da instalação. Desprezando a influência dos aspectos anteriormente referidos, o valor dos coeficientes K_v de válvulas geometricamente semelhantes e com o mesmo grau de abertura, pode admitir-se idêntico mesmo que as respectivas dimensões sejam diferentes. No entanto, o efeito da dimensão da válvula, caracterizada pelo respectivo diâmetro, pode efectivamente ter influência no valor de K_v. A Figura 3.6 apresenta alguns exemplos de gráficos que traduzem a variação de coeficientes de perda de carga de válvulas, com o grau de abertura das mesmas. Nos gráficos relativos às válvulas de cunha e de globo, os coeficientes K_v são definidos em função da abertura relativa da válvula. Enquanto, os gráficos relativos às válvulas esféricas e de borboleta, apresentam a variação dos coeficientes K_v em função do ângulo que define a posição do obturador (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

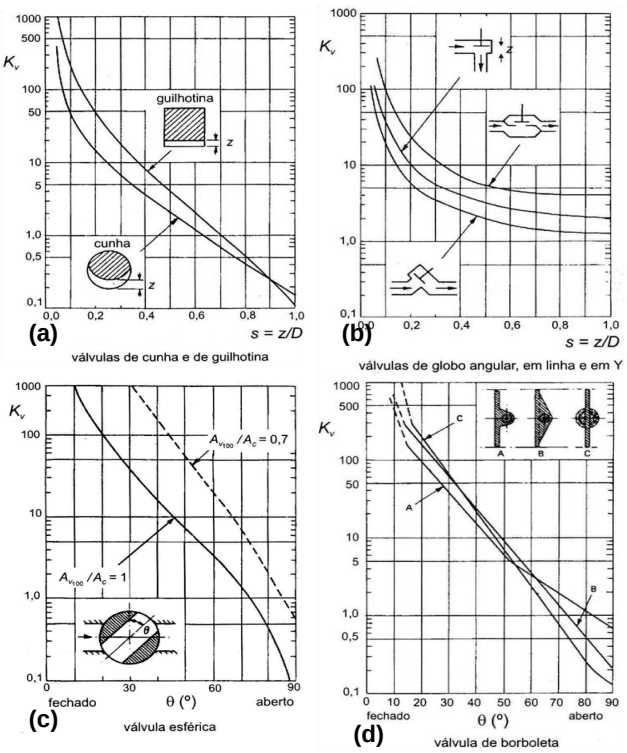


Figura 3.6: Variação do coeficiente de perda de carga localizada K_v em função do grau de abertura para: (a) válvulas de cunha, (b) válvulas de globo, (c) válvulas esférica, e (d) válvulas de borboleta (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

Na Figura 3.6 (b) observa-se que os valores do coeficiente K_v para maiores aberturas da válvula de globo, são pouco sensíveis à variação da posição do obturador, e são significativamente superiores aos das restantes válvulas na posição de abertura total. O que se justifica tendo em conta que a geometria interna da válvula de globo é mais complexa comparativamente com as restantes válvulas. Os intervalos de variação, apresentados na Tabela 3.1, para os valores típicos de $K_{v,100}$, correspondentes à abertura total do obturador para diferentes tipos de válvulas, resultam dos efeitos da dimensão da válvula e das características geométricas específicas de cada fabricante. Sendo que o valor de $K_{v,100}$ tende a aumentar para diâmetros menores (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

Tabela 3.1: Valores típicos do coeficiente de perda de carga de válvulas totalmente abertas $K_{v,100}$ para diferentes tipos de válvulas (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

	$K_{v,100}$
Globo em linha	5,0 a 13,0
Globo em Y	1,0 a 3,0
Globo angular	1,5 a 5,0
Guilhotina	0,1 a 0,3
Borboleta	0,1 a 1,5
Esférica	0,1

Nos casos em que se instala uma válvula numa conduta uniforme e com o mesmo diâmetro da válvula, podem ser directamente aplicados no cálculo das perdas de carga, os valores de K_v determinados experimentalmente, uma vez que estes casos reproduzem aproximadamente as condições das instalações experimentais para a definição dos valores de K_v. Se o diâmetro da válvula for inferior ao da conduta onde a mesma é instalada, e se não for possível determinar experimentalmente os valores exactos dos coeficientes de perda de carga relativos a tais situações, devem corrigir-se os valores disponíveis K_v de modo a considerar os efeitos da variação de diâmetro, no cálculo das perdas de carga. Se as transições de diâmetro, entre a conduta e a válvula, forem graduais pode, segundo TULLIS (1989), recorrer-se aos coeficientes K_v experimentais da válvula, desde que se considere uma secção da passagem de escoamento da válvula como secção de referência para determinar a velocidade a considerar no cálculo de ΔH_v. Se as transições de diâmetro forem bruscas, FOX (1989) sugere a introdução de um factor correctivo na determinação de ΔH_v, igual a $\left(D/D_v\right)^4$ onde D é o diâmetro da conduta de adução (m), e D_v é o diâmetro da válvula (m).

3.5 Coeficientes de vazão

O caudal Q_0 escoado através de uma válvula, traduzido pelo coeficiente de vazão da mesma, pode ser determinado pela expressão (3.2), deduzida a partir da equação (3.1).

$$Q_0 = C_d A_C \sqrt{2g\Delta H_v} \tag{3.2}$$

onde $C_d = 1/\sqrt{K_v}$ é o coeficiente de vazão da válvula (-), A_C é a área da secção de referência ou da conduta onde está instalada a válvula (m^2).

O coeficiente C_d é função do tipo de válvula e da posição do respectivo obturador. A variação de C_d com a posição do obturador traduz a característica hidráulica da válvula. O valor deste coeficiente está compreendido entre zero, para a posição de fecho total da válvula, e o valor $1/\sqrt{K_{v,100}}$, correspondente à válvula na posição totalmente aberta (ALMEIDA E MARTINS, 1999). Outra forma equivalente de determinar o caudal Q_0 escoado através de uma válvula, é a expressão (3.3).

$$Q_0 = C_Y \sqrt{\Delta p_v} \tag{3.3}$$

onde Δp_v é a diferença de pressão na válvula (N/m^2), e C_Y corresponde a um coeficiente de vazão da válvula, correspondente a um diferencial de pressão unitário (m$^{7/2}$kg$^{-1/2}$).

Considerando $\Delta p_v = \gamma \Delta H_v$ o valor de C_Y é dado pela equação (3.4), que justifica as unidades acima referidas para este parâmetro.

$$C_Y = \sqrt{\frac{2}{\rho K_v}} A_C \tag{3.4}$$

onde ρ é a massa volúmica do líquido (kgm^{-3}).

O valor de C_Y depende de vários factores, designadamente o coeficiente de perda de carga na válvula K_v, a massa volúmica do líquido, o diâmetro da conduta e das unidades utilizadas na respectiva determinação. A Figura (3.7) representa um exemplo, para um caso específico, da variação de K_v e do correspondente C_Y, em função do grau de abertura de uma válvula do tipo borboleta (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

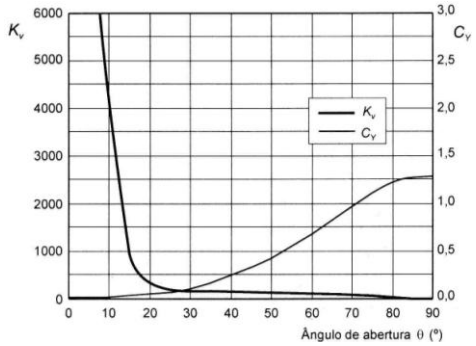


Figura 3.7: Variação de K_v e do correspondente C_Y, em função do grau de abertura de uma determinada válvula de borboleta (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

A Figura 3.7 permite concluir que o coeficiente C_Y varia entre zero, correspondente à válvula totalmente fechada, e um valor finito (neste caso, 1,25), para a posição de abertura total. Enquanto o valor de K_v varia entre um valor teoricamente infinito (válvula fechada) e um valor finito mínimo perto de zero (válvula aberta) (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

TULLIS (1989) apresenta outra forma de caracterizar o comportamento hidráulico de válvulas, que recorre a um coeficiente de vazão C_{dv} definido pela expressão (3.5).

$$C_{\mathrm{dv}} = \frac{V}{\sqrt{2g\Delta H_{\mathrm{v}} + V^2}} \tag{3.5}$$

Este coeficiente C_{dv} apresenta a vantagem de variar entre dois limites fixos, o valor zero para a posição de fecho total, e o valor máximo igual a 1.0 correspondente à válvula na posição de abertura total (Figura 3.8). Este coeficiente foi adoptado por TULLIS (1989), para a caracterização da cavitação em válvulas, e é baseado no conceito de carga forçadora através da válvula, que corresponde à diferença entre a cota da linha de energia imediatamente a montante da válvula, e a cota da linha piezométrica do escoamento uniforme, restabelecido a jusante da mesma, e é dada por $\Delta H_{\mathrm{v}} = \left(V^2/2g\right)$. O coeficiente de vazão C_{dv} relaciona-se com o coeficiente de perda de carga K_{v}, segundo a equação (3.6). Tal equação obtém-se tendo em conta a expressão (3.5) e a expressão que define ΔH_{v} em função de K_{v}.

$$C_{\mathrm{dv}} = \frac{1}{\sqrt{K_{\mathrm{v}} + 1}} \tag{3.6}$$

Adicionalmente, o coeficiente de vazão C_{dv} também se relaciona com o coeficiente de vazão C_d, segundo a equação (3.7). Neste caso considera-se a expressão (3.5) e a equação que se obtém a partir expressão (3.2), e que permite definir ΔH_{v} em função de C_d (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

$$C_{\mathrm{dv}} = \frac{C_d}{\sqrt{C_d^2 + 1}} \tag{3.7}$$

A Figura 3.8 apresenta um gráfico que traduz a variação do coeficiente de vazão C_{dv} em função do grau de abertura de válvulas de borboleta e de globo.

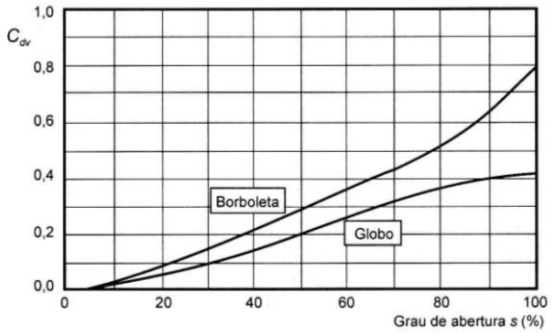


Figura 3.8: Exemplo de variação de valores C_{dv} com o grau de abertura de válvulas de borboleta e de globo (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

No caso de válvulas instaladas em série, que não descarreguem directamente para a atmosfera ou para um reservatório, isto é, que não sejam válvulas de extremidade, a altura cinética é, em geral, pouco significativa face aos valores de ΔH_{v} . Pelo que, nos cálculos relativos ao estudo do controlo de caudal, o coeficiente $C_{\mathrm{dv}} = V \Big/ \sqrt{2g\Delta H_{\mathrm{v}} + V^2}$ poderá ser substituído por $C_d = V \Big/ \sqrt{2g\Delta H_{\mathrm{v}}}$, sem que se adicionem erros significativos (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

3.6 Cavitação em válvulas

Os líquidos em escoamento apresentam gases dissolvidos, que ao serem submetidos a um abaixamento de pressão aumentam de volume formando-se bolhas de gás de maiores dimensões. Quando a pressão do líquido diminui até à respectiva pressão de saturação de vapor, este passa ao estado gasoso e formam-se macro – bolhas de vapor. Quando o fluido se escoa para jusante é sujeito a um aumento de pressão que provoca a diminuição do volume das bolhas e o subsequente colapso das mesmas. A velocidade da superfície das bolhas é muito elevada e aquando do colapso, a desaceleração do líquido circundante provoca elevadas sobrepressões locais. Adicionalmente, o colapso das bolhas tem como efeito a formação de micro – jactos líquidos que incidem sobre as fronteiras sólidas e tendem a deteriorá-las por erosão. A cavitação apresenta como consequências flutuações locais da pressão, vibrações na instalação e ruídos provocados pelas ondas acústicas associadas ao colapso das bolhas de gás

Considere-se o escoamento através de uma válvula parcialmente aberta, para analisar as condições que na zona de separação provocam o crescimento e o subsequente colapso das bolhas de vapor. Na zona da válvula ocorre uma secção de escoamento contraída, pelo que as linhas de corrente convergem a montante da mesma induzindo um aumento da velocidade do escoamento e consequentemente uma redução de pressão (escoamento irrotacional). A jusante da secção contraída o escoamento volta a ocupar a totalidade da secção da conduta, assim a velocidade diminui e a altura piezométrica aumenta.

O gradiente de pressões adverso e a redução de velocidade, a jusante da secção contraída, originam uma zona de escoamento separado onde se formam vórtices de reduzidas dimensões. O aumento da velocidade do escoamento, até à secção contraída, causa uma redução da pressão, que combinada com a redução da pressão envolvente, gerada nos núcleos dos vórtices, cria condições favoráveis à expansão dos gases dissolvidos no escoamento. As bolhas deslocam-se para jusante, onde se verifica um aumento de pressão que gera instabilidade nas mesmas provocando o respectivo colapso (ALMEIDA E MARTINS, 1999). Da ocorrência de cavitação muito intensa podem resultar significativas alterações nas condições de vazão das válvulas, quer em regime permanente quer em regime variável, designadamente nos valores dos coeficientes de vazão. Condições extremas de cavitação podem ter como consequência a

redução considerável da capacidade de vazão do sistema hidráulico, e a limitação ou bloqueio do caudal. Este último efeito da cavitação intensa nas válvulas encontra-se representado na Figura 3.9.

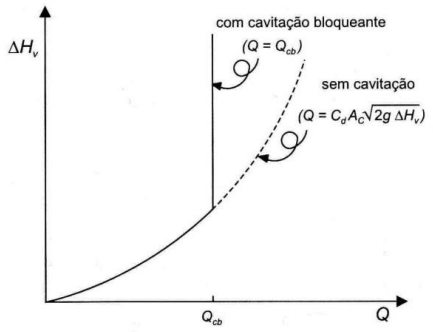


Figura 3.9: Bloqueio do caudal no sistema hidráulico por efeito de cavitação intensa nas válvulas (ALMEIDA E MARTINS, 1999).

Do colapso das bolhas de gás, resultam tensões localizadas muito intensas, que podem ter como efeito a picagem das fronteiras sólidas das condutas e dos respectivos órgãos. Este processo de erosão pode ser reiniciado e mantido, por meio de um pequeno aumento na velocidade do escoamento, ou de uma ligeira redução na pressão local. Outros efeitos indesejáveis, como o ruído e a transmissão de vibrações significativas às paredes e aos apoios das condutas, podem conduzir a condições de operação insatisfatórias, e até à destruição parcial de componentes da instalação.

4 Tomadas de água

4.1 Introdução

O projecto de tomadas de água reflecte a complexidade da sua concepção no projecto de circuitos de aproveitamentos hidroeléctricos. O projecto de tomadas de água envolve várias componentes e análises que conduzem à selecção da melhor configuração e dos dispositivos especiais necessários para assegurar o seu bom funcionamento. O projecto requer o conhecimento inicial da variação da superfície da água, nível mínimo de exploração, de pleno armazenamento e de máxima cheia, e do caudal a ser derivado. Especiais cuidados devem ser tomados na definição da configuração e no dimensionamento da tomada de água (ASCE, 1995), de forma a evitarem-se situações que induzam fenómenos de separação, entrada de ar, bloqueio do escoamento, arrastamento de sedimentos, e mau funcionamento em geral.

As tomadas de água, são órgãos fundamentais para derivação do caudal a turbinar conduzindo-o para um canal com escoamento em superfície livre ou para uma conduta forçada, sem produzirem perturbações no escoamento, e sendo uma boa solução de integração na hidráulica ambiental, com o mínimo de perdas possível. Um outro desafio consiste no controlo dos detritos e no arrastamento de sedimentos. A tomada de água funciona como uma transição entre uma corrente natural, que pode variar entre um reservatório de armazenamento e uma torrente de tipo fio de água. O respectivo dimensionamento deve basear-se em considerações geológicas, hidráulicas, estruturais e económicas, e deve ser processado de modo a evitar, durante a vida útil do projecto, problemas desnecessários de operação e manutenção (RAMOS, 2000 e ESHA, 2004).

O projectista de tomadas de água deve ter em consideração três critérios essenciais (ESHA, 2004):

1) Critérios hidrodinâmicos e estruturais comuns a todos os tipos de tomadas de água;

2) Critérios operacionais que variam de tomada de água para tomada de água, que dependem do caudal a derivar necessário para a central hidroeléctrica a jusante e dos caudais de dimensionamento dos órgãos de segurança e exploração das barragens a que estão associadas, das variações do nível de água e da presença de material sólido em suspensão ou de transporte sólido por arrastamento.

3) Critérios ambientais característicos de cada projecto, como seja o seu enquadramento na paisagem e na fauna piscícola local.

A localização a definir para a tomada de água depende de vários factores, nomeadamente a submersão mínima, as condições geotécnicas, as considerações ambientais, a remoção de sedimentos e a formação de gelo, onde ocorra. A orientação da entrada do escoamento para a tomada de água tem significativa influência na acumulação de detritos na grelha, que deve ser minimizada de modo a evitar problemas de manutenção. A formação de um ângulo recto entre as orientações da grelha e do descarregador de cheias conduz a uma disposição favorável da tomada de água, uma vez que permite que o escoamento arraste os detritos sobre a soleira do descarregador, durante a estação das cheias. A tomada de água não deve localizar-se numa zona de águas paradas, muito afastada do descarregador, porque nessas zonas é comum a acumulação de detritos à da entrada da tomada de água (ESHA, 2004).

A estrutura da tomada de água deve incluir várias componentes, como a grelha, para minimizar a quantidade de detritos e sedimentos transportados pelo escoamento, que entra no circuito hidráulico, uma câmara de sedimentação, a jusante da tomada de água para impedir a entrada de material sólido em suspensão, sempre que necessário um sistema para descarga do material depositado, como silte, areia, cascalho e seixos, com o mínimo de perda de água através de correntes de varrer, e um descarregador para derivar o excesso de caudal em relação ao caudal de dimensionamento da central (RAMOS, 2000 e ESHA, 2004). Nos aproveitamentos hidroeléctricos a fio de água podem considerar-se tomadas de água do tipo frontal, lateral, inferior e sifão, que derivam o caudal em superfície livre para um circuito de estruturas de adução, ou tomadas de água incorporadas na barragem, que derivam o caudal em pressão directamente para uma conduta forçada.

As formas da estrutura de tomada de água, quando a velocidade de escoamento através da mesma é elevada, são definidas de modo a que as variações locais de pressão que ocorrem não provoquem pressões próximas da tensão de vapor da água, no sentido de evitar a ocorrência de cavitação e a consequente erosão das paredes da estrutura (RAMOS, 2000).

Para os diferentes tipos de tomadas de água deve evitar-se a formação de vórtices a montante, a separação do escoamento em relação às paredes da tomada, e a entrada de material sólido, que possa deteriorar o restante circuito hidráulico a jusante e os respectivos órgãos, prejudicando o funcionamento dos mesmos (PINHEIRO, 2006).

4.2 Tomadas de água em aproveitamentos de quedas médias a elevadas

4.2.1 Conceitos básicos

Nos aproveitamentos de quedas médias a elevadas, as tomadas de água derivam o caudal em superfície livre ou em pressão para um circuito de estruturas de adução por gravidade, em canal, em conduta, ou

galeria, que se desenvolve paralelamente ao curso de água e termina numa câmara de carga e/ou continua para uma conduta forçada onde o caudal é conduzido até à central hidroeléctrica (Figura 4.1).

Recorre-se a açudes ou barragens com capacidade de armazenamento e que permitem aumentar a cota do nível de água a montante, e assim obter submersão suficiente para derivar o caudal para a tomada de água do sistema de adução. Uma solução possível, representada na Figura 4.1, é o transporte do caudal, derivado pela tomada de água implantada na margem da albufeira e seguida de uma câmara de sedimentação, por meio de um canal de pequena inclinação que se desenvolve ao longo do rio. À saída do canal tem-se uma câmara de carga onde está localizada a tomada para a conduta forçada, que transporta o caudal para a turbina.

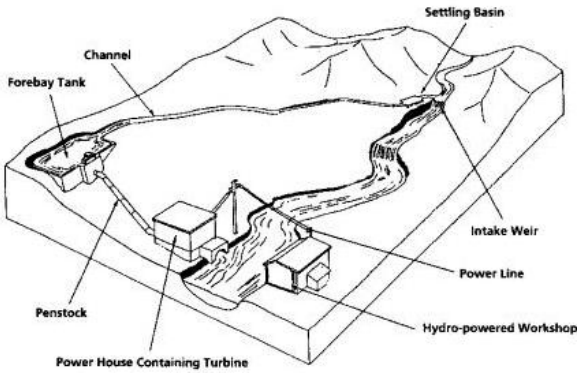


Figura 4.1: Tomada de água que deriva o caudal em superfície livre para um circuito de estruturas de adução (http://www.elren.net/Technologies/Hydroenergy/Basics/tabid/245/Default.aspx).

Se a topografia, a morfologia do terreno, o ambiente, a segurança, e o custo não permitirem a construção de um canal, opta-se, em geral, pela consideração de um circuito hidráulico totalmente em pressão constituído por conduta, galeria ou túnel de baixa pressão, seguindo-se a conduta forçada. Numa totalmente em pressão é usual na transição entre a conduta de baixa pressão, a galeria ou o túnel, recorrer-se à instalação de chaminé de equilíbrio ou reservatório com ar comprimido, em vez de câmara de carga. Para tomadas de água a forma da entrada deve ser projectada de modo a evitar zonas de separação do escoamento e excessivas perdas de carga. É necessário garantir a submersão mínima, de modo a evitar a formação de vórtices e a consequente entrada de ar, que pode levar a condições de operação adversas no circuito hidráulico e das turbomáquinas hidráulicas (RAMOS, 2000).

4.2.2 Componentes de aproveitamentos de quedas médias a elevadas

Câmara de sedimentação e de carga

A sedimentação dos sólidos em suspensão na câmara de sedimentação resulta do alargamento da secção de escoamento e da consequente redução na velocidade que oferece condições para que o material sólido acima de determinado diâmetro possa sedimentar. Este material deve ser removido porque pode desgastar componentes do equipamento hidromecânico e electromecânico, como válvulas e turbinas, conduzindo ao seu mau funcionamento com redução do rendimento do equipamentoe à redução do período de vida útil (ESHA, 2004). O órgão hidráulico câmara de carga pode considerar-se como um reservatório de regulação, que tem como objectivo reduzir as variações no nível de água e melhorar a resposta do canal às variações do caudal turbinado. Adicionalmente, pode funcionar como uma protecção contra partículas de silte e sólidos flutuantes. Rápidas variações no caudal turbinado provocam oscilações do nível da água ao longo do canal. Quando se aumenta o caudal turbinado, o nível de água desce rapidamente, uma vez que o canal pode não ter capacidade de armazenamento suficiente para fazer face a essa variação. Nos casos em que o caudal turbinado diminui por se reduzir a carga de potência eléctrica pedida à central, ou em que ocorre mesmo uma saída de serviço do grupo ou rejeição de carga, gera-se uma onda hidráulica que se propaga para montante, enquanto o canal continua a fornecer caudal à câmara de carga. Este cenário pode induzir a ocorrência de ondas oscilatórias secundárias e do transbordo de água para o exterior (RAMOS, 2000), que pode por em causa a estabilidade da câmara de carga.

Chaminés de equilíbrio e reservatórios com ar comprimido

As chaminés de equilíbrio e os reservatórios com ar comprimido são dispositivos de protecção para controlo das pressões transitórias, localizadas a montante da central, resultantes das variações do caudal turbinado. As chaminés de equilíbrio permitem a atenuação e o controlo das variações rápidas de caudal e de pressão, por via do armazenamento de energia em excesso, sob a forma de volume de água, num reservatório aberto. Durante a ocorrência de um regime variável, a chaminé de equilíbrio funciona como um reservatório de grandes dimensões, no qual se admite que as ondas elásticas de pressão são parcialmente reflectidas. Assim, o comprimento da conduta forçada submetido ao transitório é reduzido ao comprimento entre a chaminé de equilíbrio e a central. Os reservatórios com ar comprimido têm uma função semelhante à da chaminé de equilíbrio podendo ser localizados a cotas mais baixas. São reservatórios fechados e de menores dimensões, com ar aprisionado no seu interior evitando, assim, dimensões muito elevadas, em resultado da absorção e compressibilidade do ar. O volume de ar contribui para a atenuação das sobrepressões, devido ao efeito da respectiva compressibilidade. Um estrangulamento assimétrico orientado pode ser incorporado na tubagem de ligação, entre o reservatório

de ar comprimido e a conduta principal (galeria ou túnel, conduta de baixa pressão ou conduta forçada), possibilitando um melhor controlo das sobrepressões máximas e um amortecimento das respectivas oscilações (RAMOS, 2000).

4.2.3 Tipos de tomadas de água

Tomadas de água do tipo lateral

As tomadas de água do tipo lateral são geralmente implantadas num trecho de rio em curva e incluem um canal de deposição de partículas sólidas, mas munido de descarregador. Estas tomadas tiram partido favorável da presença de fortes correntes secundárias, ao longo da curva exterior do trecho de rio, uma vez que estas permitem evitar que o material sólido do leito entre na tomada de água. Adicionalmente, o canal de deposição, localizado em frente da tomada de água (Figura 4.2), tem a funcionalidade de evitar material sólido do leito como de material sólido de meio fundo. É também instalada uma parede parcialmente submersa (0,8 a 1,0 m de submersão), a fim de evitar que o material em suspensão entre na tomada de água (ESHA, 2004).

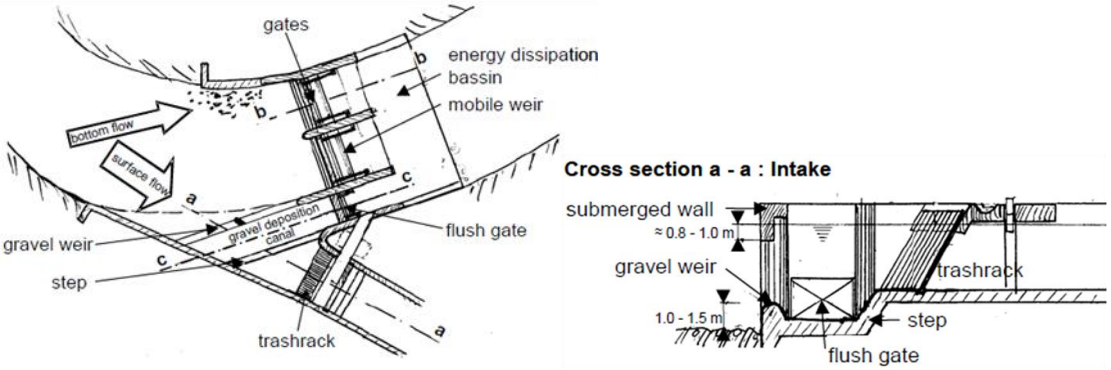


Figura 4.2: Vista esquemática em planta e em corte de uma tomada de água do tipo lateral (ESHA, 2004).

Tomadas de água do tipo frontal

As tomadas de água do tipo frontal incluem um túnel de sedimentação e são geralmente implantadas em trechos de rio rectilíneos, cuja máxima largura é de 50 m. O túnel de deposição tem de ser descarregado de forma contínua. Este tipo de tomada permite operar com grandes quantidades de material sólido do leito e em suspensão. Contudo, necessita de descarga contínua para remoção e limpeza o que implica perdas de água constantes (ESHA, 2004).

Tomadas de água do tipo inferior (ou Tirolês).

A tomada de água do tipo inferior também conhecidas por Tirolês (Figura 4.3) é geralmente implantada em trechos rectilíneos de pequenos cursos de água de declive acentuado, como torrentes de montanha que transportam grande quantidade de detritos e de pedras. Estas tomadas de água são compostas por um canal, construído transversalmente ao leito, e coberto por uma grelha de declive superior ao do leito. A grelha permite separar detritos e peixes do caudal a derivar para o circuito hidráulico. As barras da grelha são orientadas segundo a direcção do escoamento.

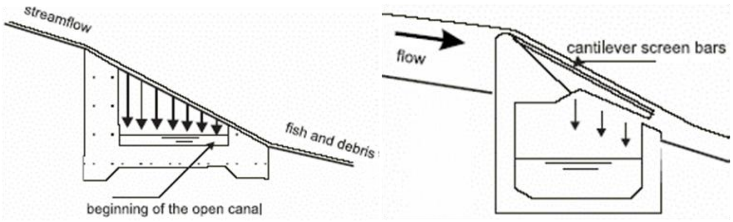


Figura 4.3: Vista esquemática em corte de uma tomada de água do tipo inferior (ESHA, 2004).

As tomadas de água do tipo Tirolês, são particularmente adequadas a regiões de alta montanha e de difícil acesso. O caudal derivado por este tipo de tomada de água depende das características da grelha, nomeadamente do grau de abertura ou área livre sob condições de operação não submersas. No topo de pequenas barragens ou açudes são implantadas as grelhas, que permitem a absorção de caudal inferior ou igual ao caudal de dimensionamento. A turbulência sobre o açude não deve ser significativa, de modo a que a carga total do escoamento, ao longo da crista do açude, possa ser considerada aproximadamente constante (RAMOS, 2000).

4.3 Tomadas de água em aproveitamentos de baixas quedas.

Nos aproveitamentos de baixas quedas, as tomadas de água derivam o caudal em pressão directamente para uma conduta forçada (Figura 4.4).

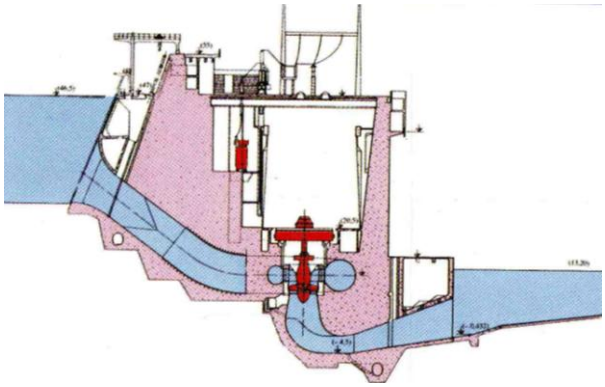


Figura 4.4: Tomada de água incorporada na barragem de Carrapatelo que deriva o caudal em pressão directamente para uma conduta forçada (EDP,).

A tomada de água é incorporada normalmente na barragem ou açude, e o circuito hidráulico apresenta, imediatamente a jusante da tomada, uma pequena conduta forçada para a central. Nestes casos o circuito hidráulico é muito reduzido, e a tomada de água e a conduta forçada são vistas em conjunto. Em geral estão associadas a turbinas do tipo reacção com eixo vertical, e o caudal é restituído ao rio através do difusor da turbina. A central localiza-se normalmente imediatamente a jusante da barragem ou açude. Nestes casos, cria-se uma zona de estabilização do escoamento em separado da descarga do descarregador de cheias na zona de restituição das turbinas, de modo a permitir a definição da altura de aspiração das turbinas. As tomadas de água deste tipo, implantadas sob baixas quedas, são mais susceptíveis à formação de vórtices na zona de entrada, e assim ao arrastamento de bolsas de ar para o interior da conduta forçada (ESHA, 2004).

4.4 Grelhas

As grelhas são órgãos hidromecânicos de protecção do circuito hidráulico, que são instalados à entrada da tomada de água. A função deste órgão é evitar a entrada no circuito hidráulico de detritos, uma vez que estes conduzem à deterioração do funcionamento do equipamento hidromecânico e electromecânico, como válvulas e turbinas, ou seja causam problemas de manutenção do circuito hidráulico. A grelha é composta por um ou mais painéis rectangular, aos quais são solidarizadas um conjunto de barras com determinada secção transversal e travessas intermédias, que permitem diminuir o vão livre das barras possibilitando a selecção de barras de secção transversal mais reduzida (LENCASTRE, 1983; RAMOS, 2000 e PINHEIRO, 2006).

Se o curso de água, em época de cheias, arrasta detritos de grandes dimensões é geralmente instalada na frente da grelha comum, uma grelha protectora com barras amovíveis e mais espaçadas (de 0,10 m a 0,30 m de espaçamento entre barras) (ESHA, 2004).

As grelhas podem ser instaladas na vertical ou em posição inclinada, que, habitualmente, forma um ângulo de 20° com o plano vertical. As barras das grelhas podem ser em aço inoxidável ou em material polimérico. Quando as barras apresentam secção transversal hidrodinâmica, têm a vantagem de induzir ao escoamento menos turbulência e menores perdas de carga (LENCASTRE, 1983; IDEL'CIK, 1999 e ESHA, 2004). O espaçamento entre barras não deve ser demasiado pequeno, de modo a evitar excessivas perdas de carga por obstrução da grelha, nem de tal forma elevado que permita a entrada de material sólido no circuito hidráulico (RAMOS, 2000).

A secção transversal das barras deve apresentar a maior dimensão segundo o escoamento, para possibilitar a respectiva resistência aos esforços normais ao plano das grelhas. As barras cuja secção transversal apresente a máxima espessura a montante, têm a vantagem de apresentar menor tendência

para reter os objectos flutuantes (PINHEIRO, 2006). Adicionalmente, este tipo de secções proporciona uma expansão da passagem do escoamento através da grelha, o que permite uma diminuição na velocidade.

Num aproveitamento hidroeléctrico, o parâmetro espaçamento entre barras a define-se em função das dimensões máximas dos materiais sólidos, a que o equipamento a proteger pode resistir sem sofrer danos significativos (informação dada pelo fabricante). O equipamento que, habitualmente, condiciona este parâmetro é a turbina ou a bomba – turbina, no caso de aproveitamentos hidroeléctricos com armazenamento por bombagem. O espaçamento entre barras, para cada turbomáquina, deve ser fornecido pelo respectivo fabricante.

De acordo com LENCASTRE, (1983), e RAMOS, (2000) os espaçamentos entre barras, a , devem ser os especificados na Tabela 4.1, em função do tipo de turbina.

Tabela 4.1: Espaçamento entre barras a em função do tipo de turbina (LENCASTRE, 1983).

TIPO DE TURBINA	a(m)
Kaplan, n=750 a 1000	0,10 a 0,15
Francis muito rápida	0,08 a 0,10
Francis lenta	0,06 a 0,09
Pelton	0,025 a 0,050
Pequenas instalações de bombagem	0,020

4.5 Velocidade através das grelhas e perdas de carga.

A velocidade de escoamento através da grelha, determina-se considerando, a área total do vão protegido pela grelha. O valor máximo dessa velocidade tem influência na colmatação da grelha, e como tal na respectiva limpeza e nas perdas de carga através da grelha e não deve exceder 0,80 a 1,00 m/s. A secção a obturar pela grelha é dimensionada com base no valor máximo definido para essa velocidade (LENCASTRE, 1983 e RAMOS, 2000). No caso de grelhas não equipadas com limpador automático e em locais de difícil acesso, pode optar-se por velocidades tão baixas como 0,10 m/s, desde que estas não conduzam a secções desproporcionadas relativamente à tomada de água. Quando as grelhas estão equipadas com limpador automático, e no caso de tomadas de água construídas na margem da albufeira, que se encontrem permanentemente submersas, com espaçamento entre barras igual ou superior a 0,04 ou 0,05 m, podem ocorrer velocidades até 1,00 m/s.

No caso da grelha ficar obstruída parcialmente na área não obstruída o escoamento dá-se com maior velocidade, pelo que uma maior quantidade de detritos é arrastada para essa área, em que a colmatação das grelhas passa a ser um fenómeno de crescimento exponencial. A área útil das grelhas, que se obtém

da respectiva área total subtraindo a área frontal das barras, deve permitir que a velocidade do escoamento não exceda 0,80 m/s no caso de tomadas de água de menores dimensões, ou 1,00 m/s para tomadas maiores. Estes limites superiores têm como objectivo evitar o arrastamento de detritos flutuantes para a grelha (ESHA, 2004).

Os detritos dependem das características da bacia hidrográfica do aproveitamento. Caso não sejam retidos pela grelha, as folhas e os plásticos não têm implicações demasiado negativas sobre o equipamento. No entanto, caso sejam retidos provocam perdas de carga significativas, tornando necessárias maiores frequências para as operações de limpeza (PINHEIRO, 2006). A perda de carga do escoamento através da grelha depende do respectivo grau de colmatação, e dá origem a uma diferença de pressões entre secções a montante e a jusante da mesma, que traduz a solicitação estática a que a grelha é submetida. Nas grelhas de maiores dimensões deve considerar-se a possibilidade de colmatação, e a estrutura de suporte deve ser projectada para resistir, sem apresentar deformações excessivas, à pressão total da água exercida sobre a área total da grelha (ESHA, 2004). A perda de carga do escoamento através da grelha depende de vários factores, como sejam a geometria da secção transversal das barras (Figura 4.5 (b)), da relação entre a área útil do escoamento e a área obstruída pelas barras da grelha, e da orientação, em planta, do escoamento em relação à grelha (Figura 4.5 (a)) (LENCASTRE, 1983).

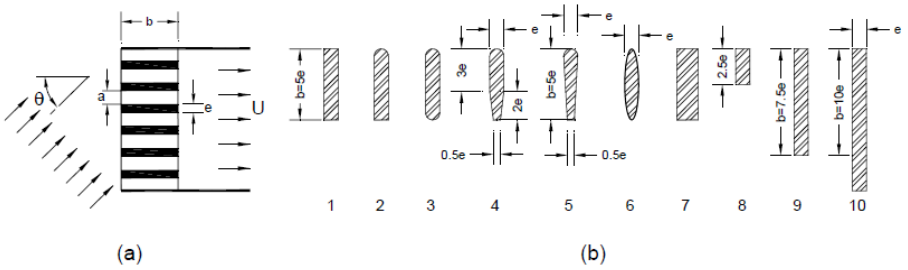


Figura 4.5: Factores de que depende a perda de carga na grelha. (a) orientação do escoamento em relação à grelha. (b) secções transversais de barras (LENCASTRE, 1983).

Geralmente, para determinar a relação entre a área útil e a área obstruída pelas barras da grelha, não se considera a obstrução resultante das barras de solidarização transversal ou travessas. Sendo que a referida relação se obtém a partir do rácio entre as dimensões lineares, afastamento das barras e espessura transversal das mesmas.

A perda de carga localizada na grelha ΔH determina-se a partir da equação (4.1), e o coeficiente de perda de carga localizada na mesma K_g pode ser obtido, segundo (LEVIN, 1953, *in* PINHEIRO, 2006), recorrendo à equação (4.2) tendo por base os factores acima referidos.

$$\Delta H = K_g \frac{V^2}{2g} \tag{4.1}$$

onde V é a velocidade do escoamento através da grelha, considerando a área total do vão protegido pela mesma, ou seja a velocidade na secção da grelha sem a mesma lá estar colocada (ms^{-1}).

$$K_g = k_c k_f p^{1,6} f(b/a) sen\varphi \tag{4.2}$$

onde k_c é o coeficiente relativo à possibilidade de colmatação da grelha (-), k_f é o coeficiente de forma das barras da grelha (-), p é a relação entre a área obstruída pelas barras da grelha e a área total da mesma (-), b é a dimensão da secção transversal das barras no sentido do escoamento (m), a é o afastamento entre barras (m), φ é, no caso de grelhas inclinadas, o ângulo entre o plano da grelha e a horizontal e $f(b/a)$ é um factor cujo valor é dado pela seguinte expressão $f(b/a) = 8 + 2,3(b/a) + 2,4(a/b)$ (-).

O valor de k_c, especificado na Tabela 4.2, depende da forma de limpeza das grelhas.

Tabela 4.2: Coeficiente de colmatação da grelha k_c em função da forma de limpeza das grelhas.

k_c = 1,1 a 1,2	Grelha equipada com limpador automático moderno.
k_c = 1,5	Grelha equipada com limpador automático antigo.
k_c = 2,0 a 4,0 ou superior	Em função das características do curso de água, e para grelha com limpeza manual.

Assim, o coeficiente de perda de carga localizada na grelha K_g depende do modo de limpeza da mesma. A limpeza da grelha é muito importante, uma vez que permite reduzir as perdas de carga através do circuito hidráulico. A limpeza manual é difícil de efectuar, especialmente durante as cheias, sendo recomendável a limpeza mecânica. A grelha deve ser amovível para permitir a respectiva reparação e manutenção, e equipada com limpador automático.

O valor de k_f, especificado na Tabela 4.3, é função da geometria da secção transversal das barras.

Tabela 4.3: Coeficiente de forma das barras da grelha k_f em função da secção transversal das mesmas.

k_f = 0,51	Secção rectangular alongada.
k_f = 0,35	Secção circular.
k_f = 0,51	Secção alongada com semicírculos nas extremidades.

O limpador automático pode ser projectado para operar com determinada frequência ou em função do diferencial de carga na grelha, recorrendo a um sensor para detectar a perda de carga através da mesma. Uma acumulação de detritos na grelha gera um aumento no diferencial de carga através da mesma, e o limpador automático inicia a sua operação quando for atingido um valor predeterminado desse diferencial (ESHA, 2004). Nos casos de orientação oblíqua, em planta, do escoamento a montante da grelha em relação ao plano da grelha, o coeficiente de perda de carga na grelha K_g pode ser determinado, segundo (IDEL'CIK, 1999, *in* PINHEIRO, 2006), pela expressão (4.3).

$$K_g = k_{g1} k_{g2} \tag{4.3}$$

onde k_{g1} (-) é o coeficiente relativo à forma das barras da grelha e ao ângulo de incidência do escoamento (Figura 4.5 (a)), k_{g2} (-) é o coeficiente relativo à relação $a/(a+e)$ e ao ângulo de incidência do escoamento, e (m) é a espessura das barras e θ (°) é o ângulo de incidência do escoamento no plano horizontal.

Na Tabela 4.4 encontram-se definidos os valor de k_{g1}, em função do ângulo θ e do número de cada barra.

Tabela 4.4: Valores de k_{g1}, em função do ângulo θ e do número de cada barra (IDEL'CIK, 1999, *in* PINHEIRO, 2006).

	ângulo θ									
Nº de cada barra	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60
1	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2	0,76	0,65	0,58	0,54	0,52	0,51	0,52	0,58	0,63	0,62
3	0,76	0,60	0,55	0,51	0,49	0,48	0,49	0,64	0,57	0,66
4	0,43	0,37	0,34	0,32	0,30	0,29	0,30	0,47	0,36	0,52
5	0,37	0,37	0,38	0,40	0,42	0,44	0,47	0,56	0,67	0,72
6	0,30	0,24	0,20	0,17	0,16	0,15	0,16	0,25	0,37	0,43
7	1,00	1,08	1,13	1,18	1,22	1,25	1,28	1,33	1,31	1,20
8	1,00	1,06	1,10	1,15	1,18	1,22	1,25	1,30	1,22	1,00
9	1,00	1,00	1,00	1,01	1,02	1,03	1,05	1,10	1,04	0,82
10	1,00	1,04	1,07	1,09	1,10	1,11	1,10	1,07	1,00	0,92

Na Tabela 4.5 encontram-se definidos os valor de k_{g2}, em função do ângulo θ e da relação $a/(a+e)$.

Tabela 4.5: Valores de k_{g2}, em função do ângulo θ e da relação $a/(a+e)$ (IDEL'CIK, 1999, *in* PINHEIRO, 2006).

	ângulo θ									
$a/(a+e)$	0	5	10	15	20	25	30	40	50	60
0,50	2,34	2,40	2,48	2,57	2,68	2,80	2,95	3,65	4,00	4,70
0,55	1,75	1,80	1,85	1,90	2,00	2,10	2,25	2,68	3,55	4,50
0,60	1,35	1,38	1,42	1,48	1,55	1,65	1,79	2,19	3,00	4,35
0,65	1,00	1,05	1,08	1,12	1,20	1,30	1,40	1,77	2,56	4,25
0,70	0,78	0,80	0,85	0,89	0,95	1,05	1,17	1,52	2,30	4,10
0,75	0,60	0,62	0,65	0,70	0,75	0,85	0,95	1,30	2,05	3,90
0,80	0,37	0,40	0,45	0,50	0,55	0,64	0,75	1,06	1,75	3,70
0,85	0,24	0,25	0,30	0,36	0,42	0,50	0,60	0,88	1,40	3,50

No caso de uma grelha inclinada em relação à vertical, em que exista a possibilidade de colmatação, em resultado de não se encontrar total e permanentemente submersa, considera-se adequado reformular a equação (4.3). Embora (IDEL'CIK, 1999) não se refira ao posicionamento inclinado da grelha nem à possibilidade de colmatação da mesma. Passando a ter-se a equação (4.4) que contabiliza os dois efeitos acima referidos.

$$K_g = k_c k_{g1} k_{g2} sen\varphi \tag{4.4}$$

onde k_c tem o significado anteriormente referido e φ é o ângulo entre o plano da grelha e a vertical.

Para além da grelha existem, ao longo da estrutura da tomada de água, outras singularidades que contribuem para a perda de carga total na mesma. Nomeadamente, transições de forma ou de área da secção transversal do escoamento, curvas, e ranhuras, que induzem perturbações no escoamento entre diferentes compartimentos da estrutura e aquando da manobra das comportas de protecção.

4.6 Formação de vórtices

4.6.1 Regras fundamentais

No sentido de minimizar as perdas de carga e proporcionar o melhor rendimento das turbomáquinas hidráulicas, a distribuição do escoamento deve manter-se tão uniforme quanto possível ao longo da tomada de água e do circuito hidráulico. As turbinas são turbomáquinas muito sensíveis às distribuições

do escoamento a montante que possam dar origem a: (1) vorticidade, (2) escoamento não uniforme na turbina e (3) rendimento inferior ao óptimo. Manter a distribuição do escoamento uniforme pode ser complicado, uma vez que a forma da secção do escoamento a montante é continuamente alterada, como por exemplo a partir de um canal prismático na entrada, para uma secção rectangular na tomada, e por fim para uma secção circular, já na conduta forçada (ASCE, 1995). Devem adoptar-se formas geométricas que permitam minimizar a separação do escoamento e a vorticidade, tanto na entrada, e.g., no canal de aproximação, como no interior da tomada de água. O critério para evitar a vorticidade está entre os menos bem definidos, uma vez que não existe uma fórmula única, que considere adequadamente todas as possíveis variáveis que influenciam a vorticidade. O problema mais frequentemente atribuído à formação de vórtices numa tomada de água é a perda de eficiência hidráulica, resultante das perturbações no escoamento. A formação de vórtices tem ainda as seguintes consequências (ASCE, 1995):

- Dá origem a condições de escoamento não uniformes;
- Promove a entrada de ar no escoamento, potenciando a formação de condições de operação adversas para as turbomáquinas hidráulicas, designadamente vibração, cavitação e pressões diferenciadas que podem induzir libertação do ar aprisionado originando condições de escoamento bolhoso, e a sobrepressões elevadas, que podem levar ao colapso da conduta forçada;
- Torna necessária a aplicação de medidas correctivas;
- Arrasta detritos sólidos para a tomada de água, que conduzem à obstrução das grelhas aumentando as perdas de carga e diminuindo a eficiência hidráulica e energética.

A vorticidade define-se como a circulação do escoamento por unidade de área e traduz-se em padrões de escoamento turbulento. Estes padrões de escoamento turbulento podem ser estáveis ou instáveis, podem ocorrer à superfície ou estar submersos. No caso de serem de superfície, podem arrastar ar, se forem submersos podem libertar ar ou gás dissolvido (ASCE, 1995). A formação de vórtices é frequentemente associada à submersão e à orientação da tomada de água. Os vórtices classificam-se em dois tipos: vórtice forçado (núcleo de fluido) e vórtice livre (núcleo de ar), em que os vórtices forçados mostram uma circulação visível do escoamento em torno de um núcleo e os vórtices livres mostram circulação em torno de um núcleo de ar. Os efeitos dos vórtices livres são muito superiores aos dos vórtices forçados. Foi proposta uma escala de forças (strength scale), com sete níveis, para classificação dos vórtices (DENNY e YOUNG, 1957; DURGIN e HECKER, 1978, *in* ASCE, 1995), desde os mais pequenos turbilhões de superfície até aos núcleos totalmente preenchidos de ar (ASCE, 1995).

A seguinte classificação de vórtices, representada na Figura 4.6, (adaptada de ASCE/EPRI, 1989), considera quatro tipos principais (RAMOS, 2000):

- Tipo 1: vórtice desenvolvido com núcleo profundo e com arrastamento de ar;
- Tipo 2: depressão superficial sem arrastamento de bolhas de ar, mas com um núcleo bem definido;
- Tipo 3: depressão quase desprezável com núcleo instável;
- Tipo 4: movimento rotacional sem depressão, mas com circulação à superfície.

Estes tipos de vórtices podem ocorrer em tomadas de água de circuitos hidroeléctricos, na proximidade de comportas parcialmente abertas, válvulas de descarga, ou decargas de fundo (RAMOS, 2000).

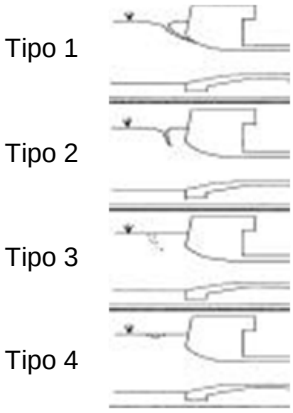


Figura 4.6: Classificação de vórtices (adaptada de ASCE/EPRI 1989, *in* RAMOS, 2000)

A formação de vórtices (Figura 4.7) depende da geometria da tomada de água, da submersão e da velocidade de aproximação do escoamento (RAMOS, 2000).

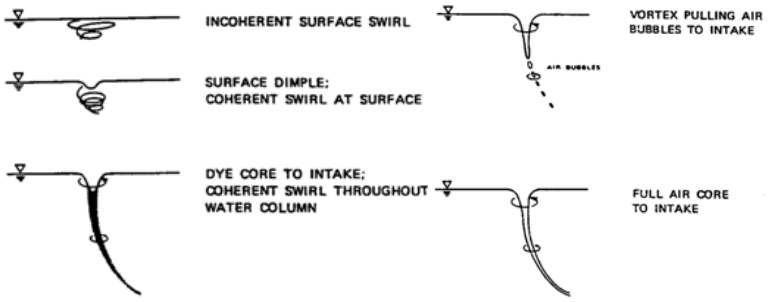


Figura 4.7: Fenómeno de desenvolvimento de vórtices (ASCE/EPRI, 1969, *in* RAMOS, 2000)

Os vórtices são causados por uma aceleração não-uniforme do escoamento. As perturbações que conduzam a velocidade não uniforme podem dar origem a vorticidade. Estas perturbações incluem (ASCE, 1995):

- Condições de aproximação assimétricas;
- Irregularidades na geometria da superfície;
- Submersão inadequada;
- Velocidades de aproximação elevadas (e.g., superiores a 0,61m/s);
- Separação do escoamento e formação de turbulência;
- Alterações na direcção do escoamento;
- Obstruções ao escoamento;
- Correntes;
- Condições variáveis incluindo ventos e esteiras turbulentas.

As assimetrias do escoamento de aproximação parecem ser a causa mais comum da formação de vórtices. No entanto, mesmo quando o escoamento é simétrico pode ocorrer vorticidade. Embora, seja desejável evitar completamente a formação de vórtices, o projecto que daí resulte pode requerer grandes volumes de escavação e estruturas extensas de profundidade elevada, para proporcionar velocidade uniforme e submersão, tornando-se anti – económico. Pode tolerar-se uma pequena intensidade de escoamento turbulento, apenas com efeitos insignificantes na operação do circuito hidráulico. As orientações de projecto vão no sentido de (ASCE, 1995):

- Evitar o arrastamento de ar;
- Evitar escoamento turbulento que afecte significativamente a eficiência hidráulica da tomada de água;
- Proporcionar condições de velocidade dentro das especificadas pelo fabricante das turbinas.

As garantias do fabricante da turbina são frequentemente dependentes, do estabelecimento de condições uniformes de velocidade na aproximação à tomada.

Hecker, (1987) (*in* ASCE, 1995) indica que os vórtices que tenham um grande núcleo de ar exercem um efeito significativo nas perdas de carga da tomada de água, enquanto os vórtices menores, que não induzem arrastamento de ar, têm apenas um pequeno efeito nessas perdas. No entanto, o indicador depende do valor da energia perdida, e é específico de cada projecto, sendo que uma pequena perda pode ter valor superior ao custo das medidas para evitar essa perda, pelo que essas medidas podem não ser viáveis. Deste modo, assegurar adequada submersão da tomada de água e evitar velocidades e geometrias que possam causar separação do escoamento, são as formas mais simples para evitar a vorticidade, cuja metodologia passa por (ASCE, 1995):

- **Garantia da submersão da tomada de água.** Proporcionar um escoamento de aproximação com altura adequada, minimiza a velocidade superficial e o potencial para o desenvolvimento de turbulência. A submersão requerida depende das condições de aproximação, da orientação da tomada de água, da velocidade na secção de entrada da mesma, e da dimensão característica (ou diâmetro) da tomada de água.
- **Melhoria nas condições de aproximação.** Por recurso à implantação de muros guia no canal de aproximação, à eliminação de áreas de separação do escoamento, à instalação de alas guiadoras do escoamento, e à redução da velocidade de aproximação, por aumento da área da secção de entrada da tomada de água.

- **Dispositivos anti-vórtice.** Sempre que necessário instalar muros guia ou distribuidores anti-vórtice que reduzam ou eliminem a turbulência.

A formação de boas condições de aproximação do escoamento pode ser conseguida por meio de um canal de aproximação ou de um convergente. Se existir alguma singularidade que provoque circulação do escoamento, o critério de submersão mínima pode não ser suficiente para evitar a formação de vórtices (RAMOS, 2000).

4.6.2 Submersão mínima

Um dos critérios de projecto aplicado a tomadas de água baseia-se na definição da submersão mínima, de modo a garantir que não se formam vórtices, com arrastamento de ar para o interior do circuito hidráulico de adução (RAMOS, 2000). Foram desenvolvidas várias fórmulas para definir a submersão mínima. GORDON (1970) considerou tomadas de água horizontais com e sem condições de aproximação simétricas, e apresentou a expressão (4.5) (ASCE, 1995).

$$S = kV\sqrt{D} \tag{4.5}$$

onde S é a submersão acima do topo da entrada da tomada (m), V é a velocidade na secção da grelha da tomada de água, ou a velocidade no interior da conduta de jusante (ms^{-1}), D é a altura da abertura da tomada de água, ou o diâmetro hidráulico da conduta de jusante, no caso de condutas não circulares (m), e k é um coeficiente que toma o valor 0,3 no caso de se verificar um escoamento de aproximação simétrico, e 0,4 para condições de aproximação assimétricas.

Os factores da expressão (4.5) encontram-se definidos na Figura 4.8.

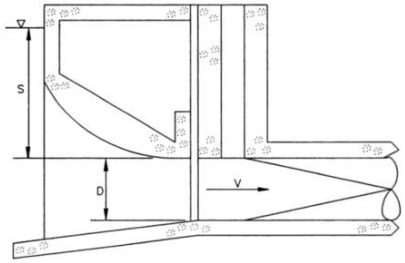


Figura 4.8: Definição esquemática da submersão requerida na tomada de água (baseado em GORDON, 1970).

Na Figura 4.9, apresentam-se vários critérios com vista ao projecto de tomadas de água para evitar a formação de vórtices (ASCE/EPRI, 1989, *in* RAMOS, 2000).

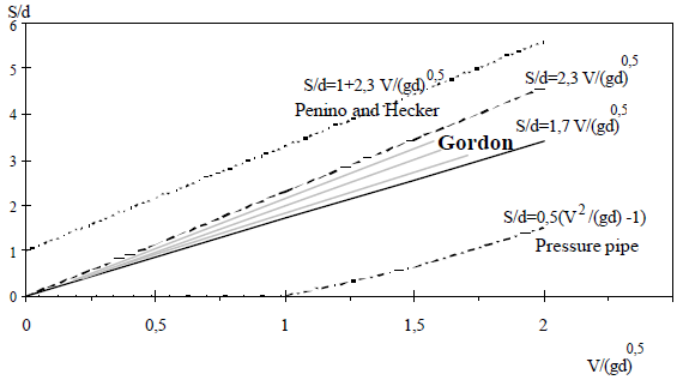


Figura 4.9: Diferentes critérios de projecto de tomadas de água baseados na definição da submersão mínima (ASCE, 1995, *in* RAMOS, 2000).

Gordon considerou dois tipos diferentes de aproximação do escoamento, simétrica e assimétrica, e propôs a equação adimensional (4.6) (RAMOS, 2000).

$$\frac{S}{d} = C\frac{V}{\sqrt{gD}} \tag{4.6}$$

onde S é a submersão (m), d é o diâmetro da secção de entrada da tomada de água (m), V é a velocidade média do escoamento na tomada de água (ms^{-1}), g é aceleração da gravidade $\left(g = 9{,}8 m/s^2\right)$ e C é um coeficiente que toma o valor 1,7 para aproximação simétrica e 2,3 no caso de aproximação assimétrica do escoamento.

A Figura 4.9 mostra que, em relação à formação de vórtices, a equação deduzida por Pennino e Hecker traduz um critério conservativo.

A formulação traduzida pela equação (4.7), baseada em ensaios experimentais, deve ser aplicada a tomadas de água em que não ocorram vórtices do tipo 1 (Figura 4.6) para determinar a submersão mínima (ASCE/EPRI, 1989, *in* RAMOS, 2000).

$$\frac{S}{d} = \frac{1}{2}\left(\frac{V^2/(gd)}{E^2} - 1\right) \tag{4.7}$$

onde E é o número de Euler(-).

O número de Euler obtém-se pela expressão (4.8).

$$E = \frac{\Delta p}{\rho V^2} \tag{4.8}$$

onde Δp é o diferencial de pressões entre duas secções, a montante e a jusante do vórtice (Pa), ρ é a massa volúmica da água (kgm^{-3}), e V é a velocidade média do escoamento à entrada da tomada de água (ms^{-1}).

O número de Euler é um parâmetro adimensional que fisicamente representa a perda de pressão resultante de um aumento na velocidade, que pode influenciar a configuração dos vórtices. A Figura 4.10 apresenta a relação entre o número de Euler e o tipo de vórtice definido na Figura 4.6.

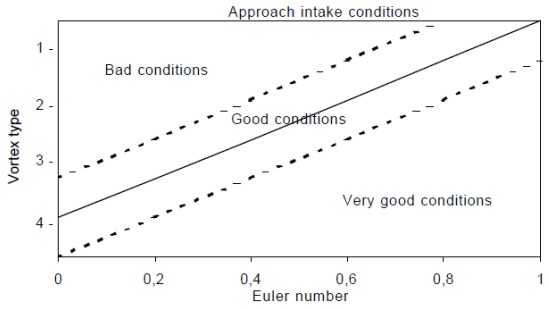


Figura 4.10: Relação entre o número de Euler e o tipo de vórtice (adaptado de NEIDERT et al., 1991 *in* RAMOS, 2000).

A Figura 4.10 mostra que nos casos de tomadas de água com boas condições de aproximação, podem formar-se vórtices do tipo 1, com arrastamento de ar, para valores de $E > 0{,}85$, e que os mesmos podem ser evitados para outras condições de aproximação, caracterizadas por $E < 0{,}60$. Condições de aproximação muito boas caracterizam-se pela não existência de zonas de separação do escoamento, ou de qualquer tipo de singularidade nas proximidades da tomada de água. Na presença de más condições de aproximação, como turbulência ou existência de singularidades nas proximidades da tomada, até mesmo a formulação conservativa de Pennino e Hecker (Figura 4.9) pode ser insuficiente, e como tal

outros critérios mais abrangentes, baseados em ensaios experimentais, devem ser adoptados (RAMOS, 2000).

Em todos os casos, é requerida adequada submersão da tomada de água para evitar arrastamento de ar por vórtices de superfície, e a formação de turbulência. A quantidade de submersão requerida depende também de outros factores que vão contribuir para a formação de escoamento turbulento. Os requisitos de submersão são maiores no caso de condições de aproximação do escoamento não ideais do que para condições ideais de aproximação. Ao recorrer aos critérios referidos, ou a outros, o projectista deve adoptar uma posição conservativa, e proporcionar condições de aproximação adequadas. Na presença de condições especiais e quando o potencial para a vorticidade for considerado elevado, é aconselhável a execução de ensaios em modelo físico (ASCE, 1995).

4.6.3 Dispositivos anti-vórtice

Está disponível uma diversidade de medidas estruturais que podem ser aplicadas, onde os requisitos relativos às condições de aproximação do escoamento ou à submersão não são satisfeitos, ou onde for viável a aplicação de outras medidas para evitar a formação de vórtices. De acordo com ASCE, (1995) apresentam-se as seguintes medidas:

1) Aumento do percurso das linhas de corrente entre a superfície livre na albufeira ou na zona de aproximação, e a entrada para a tomada de água, por meio de:

- Aumento da cota mínima da superfície livre, do nível mínimo de exploração, isto é, da submersão;
- Diminuição da cota máxima da estrutura de tomada de água;
- Alteração da direcção do escoamento de entrada;
- Cobertura horizontal (testa) saliente no topo da abertura da tomada de água;
- Projecto apropriado da forma da entrada da tomada de água.

2) Eliminação de não uniformidades no escoamento de aproximação, por recurso a:

- Distribuição de velocidade uniforme, recorrendo a elementos apropriados;
- Elementos direccionais que orientem o escoamento para a tomada de água;
- Eliminação de escoamento secundário e de condições de fronteira assimétricas;
- Implantação de muros guia ou distribuidores;
- Variações na área da secção transversal da tomada de água;
- Fecho parcial de comportas e válvulas, para controlo de caudal derivado;

- Escoamento de aproximação gradualmente acelerado.

3) Dispositivos especiais para supressão de vórtices, designadamente:

- Paredes verticais ou vigas horizontais para supressão de vórtices;
- Plataformas flutuantes em regiões de forte vorticidade;
- Soleiras inclinadas na envolvente da tomada de água.

5 Turbinas hidráulicas

5.1 Fundamentos

As turbinas hidráulicas extraem a energia mecânica total do fluido em escoamento, e convertem-na em energia mecânica rotacional através do rotor que transfere para o eixo que, por sua vez, está ligado a um gerador que a transforma em energia eléctrica. Esta conversão de energia ocorre de forma eficiente e sem consequências negativas para o ambiente.

A classificação das turbomáquinas depende de como o escoamento incide sobre o rotor, que permite classificar em turbinas de acção ou de impulso e em turbinas de reacção. Quando as pás do rotor são impulsionadas pela água à pressão atmosférica têm-se as turbinas de acção. Nas turbinas de reacção é a força do escoamento em pressão que acciona o rotor. As turbinas de reacção classificam-se ainda em turbinas de escoamento radial, misto ou axial, consoante a direcção principal do percurso do fluido relativamente ao rotor.
Nas turbinas de reacção a direcção do escoamento relativamente ao rotor apresenta sempre uma componente axial significativa. Se assim não fosse, o escoamento iria convergir para a periferia do rotor induzindo um aumento de velocidade que conduziria à redução do rendimento (QUINTELA, 2005). Nas turbinas em que a componente axial do escoamento é menos acentuada, o escoamento ocorre maioritariamente no plano de rotação. Assim, o fluido entra no rotor através de uma superfície de raio r e ao sair, atravessa outra superfície de raio diferente. Estas turbinas são designadas por turbinas de escoamento radial, sendo disto exemplo as turbinas Francis.

Quando a direcção principal do escoamento é paralela ao eixo de rotação, à entrada e à saída do rotor e o fluido atravessa o rotor em superfícies de raio praticamente constante, têm-se turbinas de escoamento axial. Como exemplo podem referir-se as turbinas hélice, e as turbinas Kaplan, nas quais a trajectória de uma partícula, ao longo do percurso pela roda, se aproxima de uma hélice cilíndrica. Nas turbinas hélice as pás do rotor são fixas, enquanto nas Kaplan são orientáveis.

Se a direcção do escoamento não é predominantemente radial nem axial, as turbinas denominam-se turbinas de escoamento misto.

Existem turbomáquinas hidráulicas, em que ao contrário das turbinas, o rotor transfere para o escoamento energia mecânica total, que recebe no respectivo eixo a partir de um motor eléctrico exterior. Nestas turbomáquinas, designadas por bombas, a energia do rotor faz rodar o líquido aumentando o seu momento angular. Posteriormente o escoamento entra na evoluta, e que por apresentar secção transversal crescente para jusante, desacelera o escoamento permitindo um aumento da pressão.

Existem bombas reversíveis, designadas por bomba – turbina, que se regem pelos princípios associados às turbinas. Neste caso, o escoamento inverte-se e faz rodar o rotor em sentido contrário. As bombas – turbinas podem também classificar-se em radiais, axiais e mistas.

Este tipo de turbinas reversíveis são usadas em aproveitamentos hidroeléctricos com armazenamento por bombagem. Nestes aproveitamentos durante períodos de menor procura energética da rede, por exemplo durante a noite, os grupos reversíveis são accionados por um motor eléctrico que permite bombear a água para uma cota mais elevada, aumentando a carga hidráulica no reservatório de montante. Em períodos de maior procura energética, a bomba – turbina funciona como turbina e o motor eléctrico como alternador, sendo fornecida potência à rede eléctrica. Estas turbomáquinas reversíveis apresentam rendimentos inferiores aos das turbomáquinas simples de conversão de energia (MASSEY, 2006).

5.2 Turbinas de acção

As turbinas de acção mais conhecidas são as turbinas Pelton (Figura 5.1) que têm como principais componentes o rotor e um ou mais injectores. O rotor é constituído por um disco circular com várias pás em forma de colher dupla e colocadas com espaçamento uniforme ao longo da periferia do disco. Estas turbinas podem ser de eixo vertical ou de eixo horizontal. Os injectores são válvulas do tipo agulha, que através do seu percurso longitudinal (Figura 5.2), fazendo variar a área da secção de saída, que está em contacto com a atmosfera, e assim o caudal do jacto. À saída do injector existe um deflector (Figura 5.2) capaz de desviar o jacto do rotor, quando determinadas condições de operação assim o exigem.

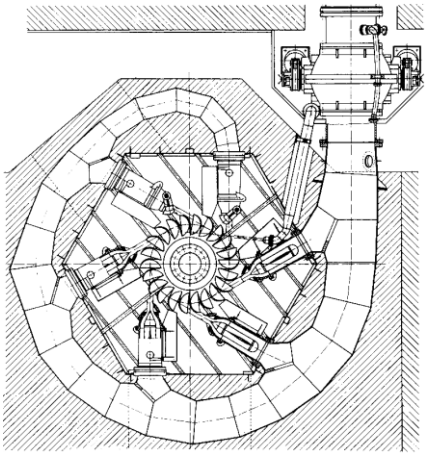


Figura 5.1: Vista em planta de um rotor de uma turbina Pelton de seis injectores (ROUND, 2004).

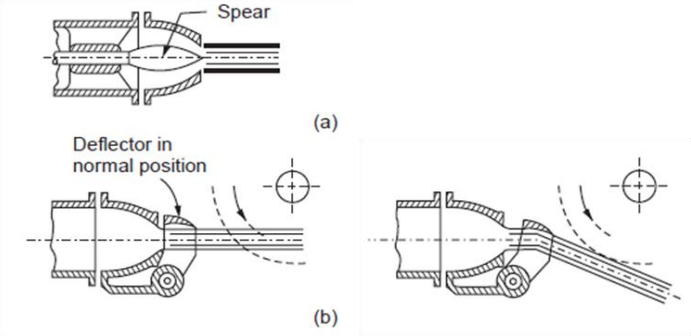


Figura 5.2: Agulha (a) e deflector (b) à saída de um injector de uma turbina Pelton (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

Os injectores são convenientemente orientados para o rotor, de modo que cada jacto incida segundo a direcção tangencial ao rotor nas pás. A forma das pás permite dividir o caudal do jacto que neles incide em dois volumes iguais seguindo para o canal de restituição. À saída das pás a velocidade relativa (em relação ao referencial de rotação) é elevada com direcção contrária à do jacto incidente, e a velocidade absoluta é baixa. O escoamento entra, com baixa velocidade, no canal de restituição localizado inferiormente ao rotor, assim a parte inferior do rotor de uma turbina Pelton tem de situar-se acima do nível da água a jusante, denominado nível da restituição.

Os injectores convertem a energia de pressão do escoamento em energia cinética do jacto não confinado, que é convertida no rotor em energia mecânica rotacional e transferida para o eixo rotativo. Toda a queda de pressão ocorre na secção de saída dos injectores, aberta para a atmosfera, e a pressão estática do escoamento mantém-se constante e igual à pressão atmosférica na passagem pelo rotor. Os jactos ao incidir nas pás em rotação perdem praticamente toda a sua energia cinética e geram um impulso necessário para rodar o rotor. A variação do momento angular do fluido é máxima, e consequentemente é máximo o binário que impõe movimento de rotação ao rotor, se o ângulo de saída for de 180°. Na prática a mudança de direcção do fluido é limitada a 165° (MASSEY, 2006). À saída das pás a velocidade absoluta é baixa, pelo que a energia cinética do escoamento desperdiçada para a produção de energia eléctrica é reduzida.

Quando ocorrem flutuações da carga de potência eléctrica pedida pela rede ao grupo gerador e quando ocorre um corte de energia, gera-se um regime variável que tem de ser controlado. A agulha e o deflector permitem controlar o caudal e consequentemente a sobrevelocidade do grupo turbina – gerador, assim como as ondas de sobrepressão nas condutas forçadas (RAMOS, 2000). Quando a carga pedida à turbina se anula bruscamente, o caudal não deve ser interrompido subitamente, sob pena de originar ondas de alta pressão nas condutas forçadas, que podem causar danos no sistema e sobrevelocidades de rotação do grupo. A fim de evitar tais consequências, o deflector é usado para desviar o jacto do rotor, enquanto a agulha se desloca lentamente até obturar o injector e anular o caudal. Mesmo depois de

anulado o caudal, dada a elevada inércia do rotor, é significativo o tempo necessário para a sua paragem.

As turbinas Pelton são usadas em aproveitamentos hidroeléctricos com elevadas quedas. A queda útil nestas turbinas é igual à carga total a montante do injector, determinada em relação à cota do eixo do jacto (RAMOS, 2002 e 2003 e QUINTELA, 2005).

5.3 Turbinas de reacção

5.3.1 Introdução

Nas turbinas de reacção apenas parte da energia mecânica total é convertida em energia cinética antes do escoamento atingir o rotor, dando-se a conversão de energia de pressão em energia cinética gradualmente à medida que o fluido se escoa pelo rotor.

Na direcção tangencial ao rotor o líquido tem uma componente de velocidade e consequentemente de momento angular, cuja taxa de variação temporal corresponde ao binário aplicado ao rotor. Numa turbina, o momento angular do escoamento reduz-se na direcção de rotação do rotor (direcção tangencial à circunferência concêntrica com o rotor e localizada no plano normal ao eixo), pelo que a energia é transferida do fluido para o rotor e consequentemente para o eixo.

5.3.2 Turbina Francis

Os principais componentes das turbinas Francis são: evoluta, distribuidor, rotor, e difusor. Na Figura 5.3 mostram-se dois cortes de uma turbina Francis.

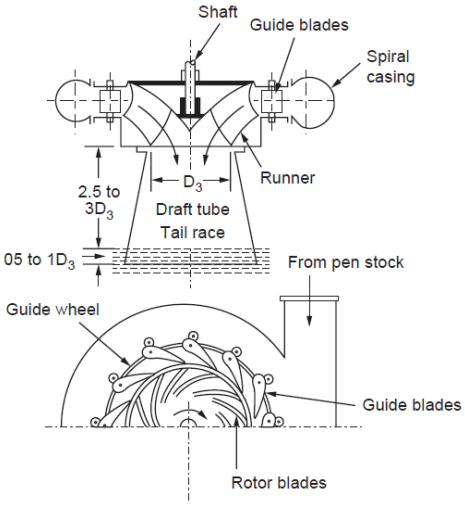


Figura 5.3: Vista em corte de uma turbina Francis (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

Evoluta

A evoluta localiza-se a montante do distribuidor envolvendo completamente o distribuidor e o rotor. A área da secção transversal deste componente decresce gradualmente para jusante. O caudal que chega da conduta forçada entra na evoluta, que em simultâneo e ao longo de todo o seu desenvolvimento, o distribuí uniformemente pela periferia do distribuidor e em seguida no rotor. A evoluta deve ser dimensionada de modo a suportar as pressões elevadas induzidas por efeitos dinâmicos, por sua vez induzidos pelo funcionamento da central.

Distribuidor

O distribuidor orienta a entrada de água para o rotor, distribuindo-a uniformemente ao longo da sua periferia. Em resultado da queda de pressão que ocorre na entrada da roda após saída do distribuidor, surge a componente de velocidade tangencial que vai imprimir a rotação à roda. As pás do distribuidor apresentam secção pisciforme, estão articuladas em torno de eixos que rodam simultaneamente por acção de um anel de regulação cujo movimento é controlado pelo controlador de velocidade de rotação do grupo turbogerador. Assim é possível variar a superfície de passagem do escoamento entre pás, ou seja a abertura do distribuidor, de modo a regular o caudal que entra no rotor de acordo com a potência pedida à turbina pela rede, por forma a que a velocidade de rotação do grupo se mantenha constante.
A abertura do distribuidor (Figura 5.4) é dada pelo diâmetro de uma circunferência, tangente às pás do distribuidor e situada num plano normal ao eixo de rotação (Figura 5.4).

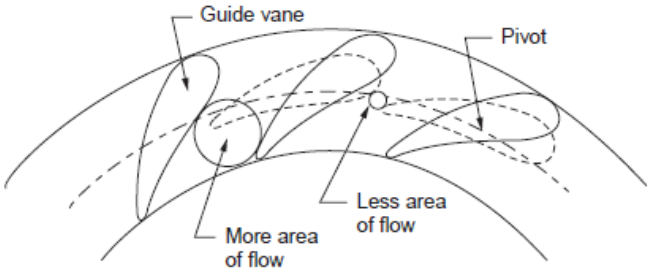


Figura 5.4: Variação da abertura do distribuidor (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

O número de pás do distribuidor é geralmente inferior ao inferior ao número de pás do rotor (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). O rendimento óptimo de uma turbina, ocorre para uma abertura parcial do distribuidor e não a plena abertura.

Rotor

O rotor de uma turbina Francis (Figura 5.5) é constituído por pás de dupla curvatura e de forma complexa, solidarizadas por meio de duas coroas, uma interior, ligada ao eixo, e outra exterior (RAMOS, 2000 e QUINTELA, 2005).

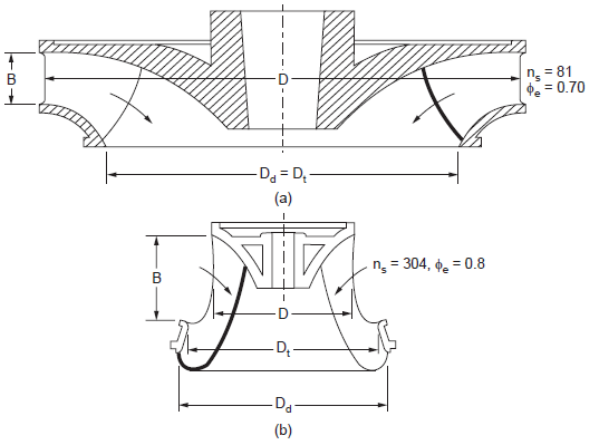


Figura 5.5: Vista em corte de dois rotores de turbinas Francis. (a) Rotor radial: a direcção principal do escoamento é radial. (b) Rotor misto: a direcção do escoamento não é predominantemente radial nem axial (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

À passagem do fluido pelos rotores a direcção e a magnitude da velocidade de escoamento é alterada e é transmitido o momento angular do escoamento à roda. Dessa alteração da direcção da velocidade, resulta um binário, que induz rotação ao rotor.

A forma e as dimensões das rodas variam com a queda. O domínio de aplicação das turbinas Francis são as quedas médias, entre 10m a 200m (RAMOS, 2000). Para as quedas mais elevadas recorre-se a rotores radiais, em que o diâmetro de entrada da roda é muito superior ao diâmetro de saída e a componente axial da velocidade da água, na passagem pelo rotor, é pequena. Nos rotores radiais o escoamento na passagem pelo rotor apresenta maiores variações no raio da trajectória do que nos rotores mistos (diagonais) ou axiais. O binário, resultante da variação do raio, é então superior no caso dos rotores radiais. Assim sendo, estes rotores induzem maiores potências (conduz a maiores rendimentos) do fluido do que os correspondentes rotores axiais, tendo em conta a equação de Euler aplicada às turbomáquinas. Para as menores quedas, aumenta a direcção axial do escoamento nos rotores, pelo que o diâmetro de entrada torna-se mesmo inferior ao de saída. Nestes casos a relação entre os raios conduz a menores rendimentos.

Difusor

A instalação duma turbina acima da restituição resulta numa significativa perda na queda útil das turbinas de reacção e uma redução da pressão do escoamento à saída do rotor. Ambos os efeitos referidos são

tanto mais significativos quanto maior for a diferença entre a cota de instalação do rotor e o nível da água na restituição. É possível que ocorra cavitação (fenómeno a explicar em 5.13) à saída do rotor em resultado da referida redução de pressão que aí ocorre.

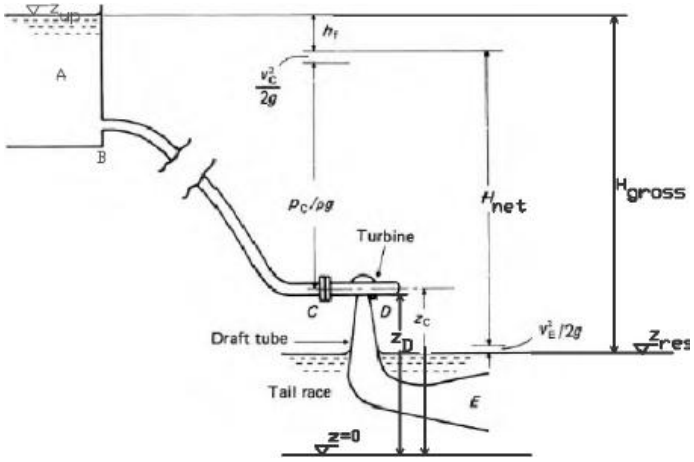


Figura 5.6: Aproveitamento hidroeléctrico. Turbina de reacção. Difusor. Restituição (adaptada de MASSEY, 2006).

A queda bruta de uma turbina, representada na Figura 5.6 por H_{gross}, é a diferença entre as cotas da superfície livre dos reservatórios de montante z_{up} e de jusante z_{res}, medidas em relação a um plano horizontal de referência. A queda útil, representada na Figura 5.6 por H_{net}, de uma turbina é a diferença entre a carga total numa secção à entrada e numa secção à saída da turbina. No caso de turbinas de reacção (incluem difusor) para definir a queda útil a secção à saída é a secção de jusante do difusor. Da queda bruta pode obter-se a queda útil, subtraindo da primeira o somatório das perdas de carga ΔH ao longo do circuito hidráulico. Do reservatório de montante à secção à entrada da turbina (Figura 5.6) tem-se uma perda de carga localizada devida à passagem do reservatório para a conduta forçada, e uma perda de carga contínua na conduta forçada e às curvas, resultante do trabalho das forças resistentes ao longo do percurso do escoamento devido à rugosidade da conduta. O somatório de ambas as perdas de carga acima referidas encontra-se representado na Figura 5.6 por h_f. Na passagem da secção a jusante da turbina (secção E da Figura 5.6) para o canal de restituição tem-se uma perda de carga localizada igual à altura cinética na secção final do difusor

Caso não se instalasse difusor no aproveitamento hidroeléctrico, a secção a jusante da turbina para determinar a queda útil seria a secção de saída do rotor (secção D da Figura 5.6). Assim a queda útil seria dada pela equação (5.1) considerando o fundo do canal de restituição como o plano horizontal de referência.

$$H_{u,s/dif} = H_C - H_D = H_C - (z_D + \frac{p_D}{\gamma} + \frac{U_D^2}{2g}) \quad (5.1)$$

onde $H_C = z_C + \frac{p_C}{\gamma} + \frac{U_C^2}{2g}$ é a carga hidráulica total em C (m), p_c é a pressão do escoamento à entrada do rotor (Pa) e U_c é a velocidade do escoamento à entrada do rotor (m/s).

A pressão do escoamento à saída do rotor é inferior à pressão atmosférica, e tendo em conta a equação (5.1) p_c pode obter-se pela equação (5.2).

$$p_D = \gamma(H_D - z_D - \frac{U_D^2}{2g}) \quad (5.2)$$

As equações (5.1) e (5.2) mostram que quanto maior z_D, ou seja quanto mais acima do nível de restituição for instalada a turbina, menor é queda útil disponível e mais inferior à pressão atmosférica é a pressão à saída do rotor, potenciando a ocorrência de cavitação. Assim, o valor de z_D é limitado pelo fenómeno de cavitação.

A instalação do difusor nas turbinas de reacção permite reduzir a perda de queda útil. A secção inicial do difusor é instalada à saída da roda da turbina e a secção final é imersa no canal de restituição. Com o difusor instalado, a queda útil é dada pela equação (5.3). A carga total na secção final do difusor pode determinar-se subtraindo à carga total no canal de restituição, dada pela cota da superfície livre do mesmo z_{res}, a perda de carga localizada resultante da passagem da conduta do difusor para o canal de restituição $\Delta H_{res\text{-}E}$.

$$H_{u,c/dif} = H_C - H_E = H_C - (H_{res} + \Delta H_{rest-E}) = H_C - (z_{res} + \frac{U_E^2}{2g}) \quad (5.3)$$

Considerando as equações (5.1) e (5.3) e que: (1) a pressão do escoamento à saída do rotor é inferior à pressão atmosférica; (2) a velocidade na secção E é inferior à velocidade na secção D, uma vez que a secção transversal do difusor é gradualmente crescente para jusante; prova-se que o difusor permite aumentar a queda útil disponível. Assim, o difusor permite recuperar: (1) a perda de pressão, à saída do rotor; (2) parte da energia cinética, que de outra forma seria perdida, à saída do rotor, ou seja ao longo do difusor a energia cinética é convertida em energia de pressão. Deste modo, o ângulo entre o eixo e as paredes do difusor é limitado (aproximadamente 8°) para evitar perdas de carga resultantes da separação do escoamento das paredes do difusor que levariam à anulação do propósito do aumento gradual da secção transversal do difusor para jusante (MASSEY, 2006).

A queda útil recuperada pelo difusor (equação (5.4)) é igual à soma da altura da saída do rotor acima do nível da água no canal de restituição com a diferença entre a altura cinética à entrada e saída do difusor, menos a perda de carga contínua devida à rugosidade (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007):

$$H_d = (z_D - z_{rest}) + \frac{(U_D^2 - U_E^2)}{2g} + h_r \tag{5.4}$$

onde H_d é o ganho de queda útil (m), z_D-z_{rest} é a altura da saída do rotor acima do nível da água no canal de restituição (m), U_D é a velocidade à entrada do difusor (m/s), U_E é a velocidade à saída do difusor (m/s) e h_r é a perda de carga contínua (m).

A eficiência do difusor na recuperação de energia cinética é dada pela equação (5.5).

$$\eta = \frac{U_D^2 - U_E^2}{U_D^2} \tag{5.5}$$

5.3.3 Turbinas mistas ou diagonais

As turbinas de escoamento misto apresentam um número de pás inferior ao das turbinas Francis radiais. Nestas turbinas as pás posicionam-se obliquamente em relação ao eixo. O domínio de aplicação das turbinas mistas, de utilização menos frequente, são as quedas médias (RAMOS, 2000 e QUINTELA, 2005). A direcção da entrada do escoamento no rotor é diagonal, e ao longo da passagem pelo rotor ocorre uma transição contínua da direcção do escoamento que sai do mesmo com uma componente de velocidade axial significativa.

5.3.4 Turbinas hélice e turbinas Kaplan

Nas turbinas hélice as pás são fixas, enquanto nas Kaplan as pás são orientáveis, actuadas por mecanismos comandados pelo regulador de velocidade. Ambas as turbinas têm rotores com a forma de hélice, em que as pás são curtas e em muito menor número (3 a 10) do que nas turbinas Francis (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). Nas turbinas Kaplan as pás são rodadas de acordo com o caudal afluente de modo a manter a velocidade constante, e assim obter um rendimento elevado constante. Para cada posição das pás do rotor da Kaplan tem-se uma turbina hélice, o que justifica os bons rendimentos para regimes de funcionamento muito diferentes (QUINTELA, 2005). Estas turbinas têm um custo mais elevado, adaptando-se para os casos em que a carga pedida à turbina pela rede é constante, instalam-se turbinas hélice. O caudal vindo da conduta forçada entra na evoluta e passa para o distribuidor que direcciona o caudal na direcção axial, para a câmara acima das pás. O escoamento é

rodado 90°, da direcção radial para a direcção axial, entre o distribuidor e o rotor, e em seguida passa pelo rotor. O regulador de velocidade acciona as pás do distribuidor em função dos requisitos de carga exigida ao grupo, regulando o caudal sem qualquer alteração na queda útil. O caudal direccionado pelo distribuidor entra no rotor, cujas pás, no caso das turbinas Kaplan, são rodadas pelo controlador de velocidade. O que faz variar o ângulo de entrada do escoamento nas pás, consoante a direcção do escoamento que vem do distribuidor, permitindo assim que a entrada no rotor se dê sem perdas significativas. A Figura 5.7 mostra um esquema de um corte de uma turbina Kaplan.

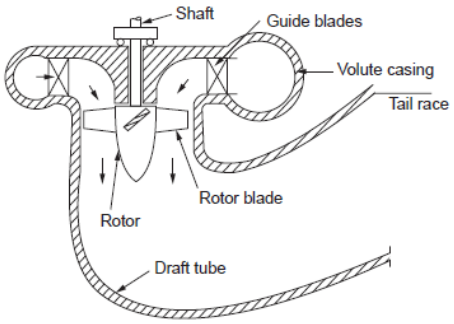


Figura 5.7: Vista em corte de uma turbina Kaplan (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

Segundo KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, (2007) estas turbinas são adequadas para baixas quedas entre 5 a 80m. Existem casos com caudais elevados e baixas quedas, sendo vantajoso instalar turbinas de escoamento axial. O número de pás depende da queda útil disponível variando de 3 a 10 para quedas de 5 a 80m (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

5.4 Bombas rotodinâmicas

Existe a necessidade de mover líquidos, como a água, de um local ou de um nível para outro, as bombas são as turbomáquinas que permitem realizar essa tarefa. As bombas rotodinâmicas movem a água pela acção dinâmica resultante de transferir momento angular para o líquido recorrendo a energia mecânica que recebem de motores eléctricos a que estão acopladas. Consoante a direcção do escoamento em relação ao rotor as bombas rotodinâmicas classificam-se em bombas rotodinâmicas de escoamento radial, misto ou axial. Estas bombas podem trabalhar com volumes de fluido pequenos a muito grandes, e apresentam elevado rendimento global. As bombas de escoamento radial ou puramente centrifugas trabalham com pequenos volumes a pressões elevadas. As bombas de escoamento misto trabalham com volumes comparativamente maiores num intervalo de pressões médias. As bombas de escoamento axial podem trabalhar com volumes muito elevados, mas a pressões limitadas. O rendimento global destes três tipos de bombas é aproximadamente o mesmo (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007). A Figura 5.8 mostra a vista em corte de uma bomba centrifuga que transfere energia para a água, a partir do raio interior para o raio exterior, por meio da acção centrifuga resultante da rotação das pás.

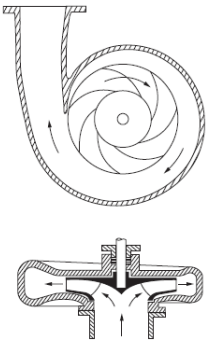


Figura 5.8: Vista em corte de uma bomba centrifuga (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

Os componentes principais de uma bomba centrifuga são: (1) o rotor designado no caso das bombas por impulsor, (2) corpo da bomba ou tubagem envolvente do impulsor, (3) eixo de transmissão, (4) tubo de sucção e (5) tubo de saída. A água entra axialmente no centro do impulsor em resultado da sucção criada pelo movimento do impulsor. As pás do impulsor alteram continuamente a direcção do fluido e transferem-lhe momento, aumentando a carga total ou energia de pressão do fluido, o que leva à saída do mesmo com uma pressão mais elevada. A água sai com velocidade elevada que não é aproveitada para aumentar a pressão do fluido, no entanto parte da energia cinética do fluido à saída do impulsor é convertida em energia de pressão no corpo da bomba, que frequente apresenta a área da secção transversal crescente para jusante. A redução gradual da velocidade, permite reduzir a energia dissipada e assim aumentar o rendimento. O rendimento de uma bomba é em qualquer caso geralmente inferior ao de uma turbina. Embora as perdas de energia nos dois tipos de turbomáquinas sejam do mesmo tipo, os canais de escoamento de uma bomba são divergentes, enquanto que numa turbina são convergentes. Consequentemente o escoamento numa bomba pode mais facilmente separar-se das fronteiras, o que implica formação de vórtices que levam à dissipação de energia (MASSEY, 2006). Este tipo de bomba é o contrário de uma turbina Francis de escoamento radial.

5.5 Bomba – turbina

Se a água bombeada, intencionalmente ou não, começar a fluir em sentido inverso, ou seja do tubo de saída para o tubo de sucção, o impulsor começa também a rodar em sentido inverso. E assim tem-se a bomba centrífuga, que constitui uma turbomáquina de reacção, a funcionar como uma turbina Francis.

A água começa a fluir em sentido inverso, de forma não intencional, quando por exemplo: (1) ocorre uma perda de potência imprevista ou (2) ocorre uma interrupção no eixo entre a bomba e o motor eléctrico Se a bomba não tem instalado um bloqueio à rotação inversa ou uma válvula anti-retorno, a água vai fluir em sentido inverso.

Exemplos de aplicação em que as bombas se destinam a funcionar com turbinas são: (1) os aproveitamentos hidroeléctricos de acumulação (por bombagem), anteriormente introduzidos, (2) o

aproveitamento de energia dissipada, por exemplo por válvulas redutoras de pressão nos sistemas de abastecimento de água e (3) a instalação de bombas centrifugas de rotação reversível como alternativa (mesmo apresentando rendimentos inferiores aos das turbinas) à instalação de turbinas hidráulicas quando o potencial hidroeléctrico de uma localização é insuficiente para justificar os respectivos custos. Se a energia em pressão, ou seja a queda, da água a fluir em sentido inverso for suficientemente elevada para vencer o binário de arranque do conjunto impulsor mais eixo, então esse binário pode ser usado para accionar um gerador. Assim a bomba transfere binário para o eixo, e usa o motor como gerador (KSB, 2005). O único aspecto em que uma bomba a funcionar como turbina defire realmente de uma turbina hidráulica convencional é que usualmente não se pode esperar que uma bomba – turbina opere tão eficientemente como uma turbina Francis ou Kaplan convencionais (KSB, 2005).

5.6 Domínios de aplicação

Os domínios de aplicação das turbinas Pelton, Francis e axiais, já anteriormente especificados, encontram-se representados na Figura 5.9. Verifica-se que existe um domínio de pares de valores (H, Q) em que tanto se pode aplicar turbinas axiais como turbinas Francis e outro em que é possível optar quer por turbinas Francis quer por turbinas Pelton. Nestes casos a decisão por um determinado tipo de turbina é tomada em função do custo do grupo turbina – alternador e da construção civil e das condições de funcionamento e exploração previstas para o local de instalação da turbina (QUINTELA, 2005).
O espectro de condições de queda e de caudal sob as quais as turbinas operam cobre escoamentos que variam de quedas elevadas e baixos caudais a baixas quedas e caudais elevados.

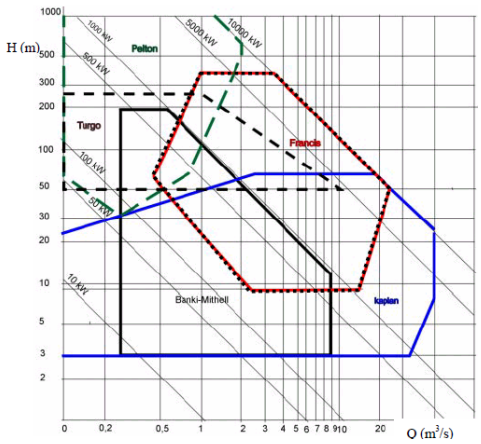


Figura 5.9: Domínios de aplicação das turbinas Pelton, Francis e axial. Caudal Q(m3/s) versus Queda H(m). (RAMOS, 2000).

5.7 Acção do escoamento sobre o rotor

As considerações tecidas neste capítulo restringem-se às condições de escoamento em regime permanente. No movimento de uma particula líquida desde a entrada até à saída do rotor, interessa definir em cada instante as seguintes componentes de velocidade: (1) velocidade em relação a um referencial fixo ou velocidade absoluta v, (2) velocidade em relação ao rotor ou velocidade relativa entre o fluido e a pá R e (3) velocidade periférica do rotor u. A relação entre as três velocidades referidas é traduzida pela equação vectorial (5.6) (RAMOS, 2000 e QUINTELA, 2005).

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{R} \tag{5.6}$$

A partir desta relação estabelecem-se triângulos de velocidades relativos à trajectória de uma partícula líquida ao longo do rotor. A Figura 5.10 mostra o rotor de uma turbina Francis onde se representam os triângulos de velocidade de uma partícula à entrada e saída do rotor. As velocidades do fluido encontram-se no plano de rotação (normal ao eixo do rotor) (MASSEY, 2006). Na Figura 5.10, v_w é a componente da velocidade absoluta na direcção tangencial à periferia do rotor, r é o raio da circunferência com centro no eixo do rotor e que passa pelo ponto ocupado pela partícula no instante considerado, ω é a velocidade angular do rotor constante em regime permanente, o índice 1 é relativo às condições de escoamento à entrada do rotor e o índice 2 refere-se às condições de escoamento à saída do rotor. A velocidade periférica do rotor u tem direcção circunferencial e módulo igual a ωr. A direcção da velocidade absoluta à entrada v_1 no rotor da turbina Francis é dada pela directriz do distribuidor. Em condições óptimas de funcionamento da turbina, a velocidade relativa R tem ao longo do rotor direcção média igual à direcção das pás (MASSEY, 2006).

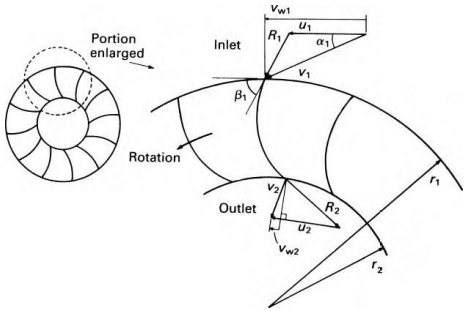


Figura 5.10: Triângulos de velocidade à entrada e à saída do rotor de uma turbina Francis (MASSEY, 2006).

As pás do rotor movimentam-se apenas segundo a direcção circunferencial, fazendo com que somente as componentes da força nesta direcção executem trabalho. Logo interessa analisar a variação do momento do fluido na direcção circunferencial, podendo ocorrer variações de momento noutras direcções, mas as forças que resultam dessas variações não produzem momento em relação ao eixo de rotação do rotor. À entrada do rotor, uma pequena partícula de fluido, de massa δm, tem momento

$\delta m v_{w1}$ na direcção tangencial ao rotor. Assim o momento angular da mesma partícula é dado por $\delta m v_{w1} r_1$. Supondo que do caudal mássico total (constante) $\dot{m} = \rho V A$, uma parte $\delta \dot{m}$ passa por um pequeno elemento da secção transversal de entrada onde a distribuição dos valores de v_{w1} e de r_1 é uniforme. Então a taxa de variação, à qual o momento angular passa pelo pequeno elemento da secção transversal de entrada, é $\delta \dot{m} v_{w1} r_1$, e a taxa de variação total à qual o momento angular do fluido entra no rotor é $\int v_{w1} r_1 d\dot{m}$, sendo o integral calculado sobre a totalidade da secção transversal de entrada. Da mesma forma, a taxa de variação total à qual o momento angular do fluido deixa o rotor é $\int v_{w2} r_2 d\dot{m}$, sendo este integral calculado para a totalidade da secção transversal de saída. A taxa de aumento do momento angular do fluido é dada pela equação (5.7), e é igual ao valor do binário exercido no fluido (MASSEY, 2006).

$$\int v_{w2} r_2 d\dot{m} - \int v_{w1} r_1 d\dot{m} \tag{5.7}$$

Se não actuarem forças de corte nas secções transversais quer de entrada quer de saída que produzam momento em relação ao eixo do rotor, então o referido binário, exercido no fluido, é produzido pela rotação do rotor. Considerando a terceira Lei de Newton, alteram-se os sinais na equação anterior para obter o binário T exercido no rotor pelo fluido, dado pela equação (5.8) (MASSEY, 2006).

$$T = \int v_{w1} r_1 d\dot{m} - \int v_{w2} r_2 d\dot{m} \tag{5.8}$$

Assim, a equação (5.7) é relativa ao binário exercido no fluido, no caso de uma bomba, e a equação (5.8) aplica-se a turbinas e permite obter o binário exercido no rotor. A equação (5.8) foi obtida por Leonhard Euler (1707–1783) e é conhecida pela equação de Euler das turbomáquinas. Também se aplica a componentes estacionários, como o distribuidor, onde o momento angular do fluido também se altera. Um binário igual e oposto a T tem de ser aplicado ao distribuidor, geralmente através da fixação de parafusos, para evitar a rotação do mesmo (MASSEY, 2006).

É importante salientar que a equação (5.8) é aplicável independentemente de variações na densidade do fluido ou da presença de componentes de velocidade noutras direcções. Adicionalmente, a forma da trajectória seguida pelo fluido no movimento desde a entrada até à saída do rotor não influencia o resultado da equação, uma vez que esta depende de condições do escoamento apenas à entrada e à saída do rotor. Outra limitação resulta da independência em relação às perdas de carga por turbulência, por fricção entre o fluido e a superfície das pás do rotor, e em relação a variações de temperatura. Estes

factores, que não são tidos em conta pela equação (5.8), podem afectar a componente tangencial da velocidade absoluta à saída do rotor v_{w2}, no entanto não diminuem a validade da equação.

O binário disponível no eixo de uma turbina é inferior ao valor dado pela equação (5.8), em resultado das perdas por fricção nas chumaceiras (ou rolamentos) e entre o fluido e o rotor.

Para o rotor de uma turbina, a taxa de variação no tempo do trabalho que é transferido para o eixo, ou seja a potência da turbina disponível no eixo, é dada pela equação (5.9) (MASSEY, 2006).

$$\begin{aligned} T\omega &= \int v_{w1}\omega r_1 d\dot{m} - \int v_{w2}\omega r_2 d\dot{m} \\ &= \int v_{w1}u_1 d\dot{m} - \int v_{w2}u_2 d\dot{m} \end{aligned} \tag{5.9}$$

Os integrais da equação (5.9), podem ser calculados se for conhecida a variação da velocidade nas secções transversais de entrada e saída do rotor, e se o produto $v_w r$ for constante em cada secção transversal. O que se verifica, se não houver variação significativa de r, nem na entrada, nem na saída (tal como acontece no rotor da Figura 5.10), e se v_w for uniforme em cada secção. Esta última hipótese seria realista se o número de pás do distribuidor que orientam a água para o rotor e o número de pás do rotor fosse elevado para que não houvesse uma variação significativa dos valores de v_w, à entrada e à saída do rotor, com a posição angular sobre uma mesma circunferência. No caso do produto $v_w r$ ser constante em cada secção transversal pode obter-se a equação (5.10) a partir da equação (5.9).

$$T\omega = v_{w1}u_1 \int d\dot{m} - v_{w2}u_2 \int d\dot{m} = \dot{m}\left(v_{w1}u_1 - v_{w2}u_2\right) = \rho Q\left(v_{w1}u_1 - v_{w2}u_2\right) \tag{5.10}$$

A equação (5.10) também se pode obter, caso o produto $v_w r$ seja constante tanto à entrada como à saída ainda que v_w e r não sejam individualmente constantes em cada secção transversal (MASSEY, 2006).

A potência cedida pelo escoamento à turbina determina-se segundo a equação (5.11).

$$P = \gamma Q H_u \tag{5.11}$$

onde γ é o peso volúmico da água (N/m^3), Q é o caudal absorvido pela turbina (m3/s) e H_u é a queda útil da turbina (diferença de cargas entre a secção de entrada e a de saída) (m).

Tal como referido, o binário, T, disponível no eixo de uma turbina é inferior ao valor do binário exercido no rotor pelo fluido, então a potência cedida pelo escoamento à turbina é superior à potência $P = T\omega$ disponível no veio da turbina.

Assim, o rendimento hidráulico de uma turbina η_h é definido pela equação (5.12).

$$\eta_h = \frac{T\omega}{\gamma Q H_u} = \frac{\rho Q\left(v_{w1}u_1 - v_{w2}u_2\right)}{\gamma Q H_u} = \frac{v_{w1}u_1 - v_{w2}u_2}{gH_u} \tag{5.12}$$

O rendimento hidráulico traduz a eficácia com que a energia é transferida do fluido para o rotor. Este rendimento deve ser distinguido do rendimento total da máquina porque, devido a perdas resultantes de fugas de água, de fricção nas chumaceiras e noutros componentes, nem toda a energia recebida pelo rotor fica disponível no veio. Ou seja, em consequência das perdas, o rendimento de uma turbomáquina é inferior ao rendimento hidráulico (RAMOS, 2000 e 2003 e MASSEY, 2006).

A cada par de valores de caudal e de queda útil, no funcionamento em regime permanente de uma turbina, para uma velocidade de rotação n constante ao longo do tempo, corresponde um determinado valor do rendimento. Considerando os possíveis pontos de funcionamento com n constante, aquele a que corresponder o mais elevado rendimento designa-se por ponto de rendimento óptimo (RAMOS, 2003 e QUINTELA, 2005).

De acordo com as equações (5.8) e (5.9), o binário disponível no veio de uma turbina e a respectiva potência dependem unicamente das condições de velocidade à entrada e à saída da roda, sendo independentes da configuração das pás. A ocorrência de choques no movimento da água no interior da roda depende desse traçado, como tal dele dependem também as perdas de carga, a queda útil e o rendimento. Deste modo, no caso de duas turbinas com configuração diferente das pás, que apresentem condições de velocidade à entrada e à saída das rodas, semelhantes, que forneçam igual potência $P = T\omega$, conclui-se que cada uma delas terá de funcionar sob quedas úteis diferentes. Sendo que a maior queda útil corresponde à turbina com maior abaixamento de pressão ao longo da roda, uma vez que as condições de velocidade à entrada e à saída são iguais nas duas turbina (QUINTELA, 2005).

Um número significativo de máquinas são projectadas de tal forma que a referida uniformidade de condições à entrada e à saída da roda ou rotor não é conseguida. No caso das turbinas de escoamento axial, a velocidade da pá u e o ângulo da pá β têm ambos variação ao longo da pá, por conseguinte qualquer triângulo de velocidades aplica-se geralmente apenas a um raio. Nestas turbinas em que os raios são variáveis, os triângulos de velocidades variam com a distância do bordo da pá ao eixo. Nas turbinas de escoamento misto o fluido ao deixar o rotor atravessa superfícies de raios diferentes. Mesmo as turbinas Francis apresentam usualmente algum escoamento misto à saída, adicionalmente os bordos das pás à entrada e à saída nem sempre são paralelos ao eixo de rotação, pelo que os raios nem sempre se mantêm sem variação significativa. A hipótese das velocidades à entrada e à saída, em relação à posição angular sobre uma mesma circunferência não serem uniformes, mesmo para um rotor em que o

escoamento ocorre no plano de rotação, as partículas individuais de fluido podem ter diferentes velocidades. Uma vez que o número de pás do distribuidor e do rotor é limitado, os diagramas de velocidades em pontos sobre a mesma circunferência variam no espaço entre as pás e as direcções tomadas pelas partículas individuais de fluido, que podem diferir apreciavelmente da direcção indicada pelo diagrama de velocidades. Mesmo a direcção média da velocidade relativa pode diferir da direcção das pás, que era suposto ser seguida pelo vector da velocidade relativa, uma vez que as pás do rotor são projectadas de modo que, para as condições óptimas de funcionamento da turbina, a velocidade relativa tem ao longo do rotor a direcção que lhe é conferida pelas pás. Assim em condições ideais o escoamento dá-se sem choques.

Os diagramas de velocidade e as expressões que neles se baseiam devem ser consideradas apenas como uma primeira aproximação da realidade. Não obstante todas as hipóteses necessárias, esta teoria simplificada é útil para explicar vários aspectos importantes nomeadamente: (1) o modo como variam as condições de operação das turbomáquinas, (2) a variação do rendimento das turbomáquinas com alterações nas condições de operação, (3) a melhor forma de alterar o projecto de uma turbomáquina de modo a modificar as respectivas características e (4) os domínios de aplicação dos diferentes tipos de turbomáquinas.

O vector da velocidade relativa do fluido à entrada (Figura 5.10) está alinhado com o bordo interior da pá. Esta configuração é relativa à condição ideal em que o fluido entra no rotor sem perturbações. É geralmente desejável um pequeno ângulo de ataque que raramente excede alguns graus. Se houver uma diferença significativa entre a direcção de R_1 e a direcção de entrada da pá, o fluido é subitamente forçado a mudar de direcção à entrada do rotor, o que leva à formação de vórtices turbulentos, fazendo com que uma quantidade significativa de energia seja dissipada sob a forma de calor inútil e consequentemente o rendimento da turbomáquina é reduzido. No projecto de máquinas rotodinâmicas é muito importante o correcto alinhamento das pás, com as velocidades em relação às pás. Nas turbinas Kaplan, é possível variar não só o ângulo das pás do distribuidor como também o ângulo das pás do rotor. Pelo que é possível fazer coincidir a direcção da velocidade relativa à entrada com a direcção dos bordos de entrada das pás do rotor, para um amplo intervalo de condições de operação. Assim o rendimento das turbinas Kaplan é superior ao das outras turbinas hélice.

No triângulo de velocidades à entrada (Figura 5.10) o ângulo α_1, que define a direcção da velocidade absoluta do escoamento é determinado pela abertura do distribuidor. As condições de entrada do escoamento sem interferências podem ser conseguidas para uma ampla gama de velocidades das pás e de caudais por ajustamento do distribuidor e assim do ângulo α_1. No entanto, para cada valor do ângulo α_1 existe apenas uma configuração do triângulo de velocidades à entrada que permite condições ideais de escoamento. O ângulo de R_1 é determinado pela geometria do triângulo de velocidades. A direcção

da velocidade relativa à saída R_2 é determinada pelo ângulo de saída das pás β_2 e a geometria do triângulo de velocidades à saída permite determinar a intensidade e direcção da velocidade absoluta v_2 (RAMOS, 2003 e MASSEY, 2006).

Nem toda a energia do fluido é extraída pelo rotor da turbina, a restante energia que não é aproveitada encontra-se principalmente sob a forma de energia cinética. Assim para que se possam obter elevados rendimentos o rotor da turbina deve ser desenhado de modo a que a energia cinética do escoamento à saída seja reduzida. As diferentes perdas na turbina não atingem, necessariamente, os respectivos valores mínimos para as mesmas condições. Para um determinado valor de caudal o valor mínimo de v_2 é obtido quando v_2 é perpendicular a u_2 (Figura 5.10), ou seja quando na saída se anula a componente tangencial da velocidade absoluta v_{w2}. Quando a componente v_{w2} toma o valor nulo, a equação (5.12) do rendimento hidráulico passa a $v_{w1}u_1/gH_u$. Uma pequena componente de v_{w2} é por vezes permitida na prática, mas um valor zero ou próximo de zero para esta componente é tido como um requisito básico no projecto de rodas turbinas. O diagrama ideal de velocidades à saída não é atingido sob todas as condições de operação. No sentido de aumentar o rendimento de uma turbina há que reduzir o termo $v_{w2}u_2 = v_2 \cos\alpha_2 u_2$ da equação (5.12), o que se pode conseguir pela diminuição isolada ou conjunta de v_2, u_2 e de $\cos\alpha_2$. Pode diminuir-se v_2 aumentando a secção de saída da roda, o que implica um maior custo da turbina. Diminuindo a velocidade de rotação do grupo pode diminuir-se u_2, o que implica um aumento do custo do gerador. A configuração da forma das rodas da turbina de modo a possibilitar que para o ponto de funcionamento óptimo se tenha o ângulo α_2 igual ou próximo de 90° também permite melhorar o rendimento (QUINTELA, 2005).

5.8 Semelhança de turbomáquinas.

Uma grande parte do progresso conseguido no estudo da mecânica dos fluidos e nas respectivas aplicações de engenharia resultou de experiências conduzidas em modelos à escala reduzida. O funcionamento de turbinas e bombas é investigado mediante a utilização de modelos reduzidos. A realização de testes em modelos à escala reduzida e a provável alteração posterior dos mesmos para a realização de outros testes, permite poupar tempo e tem claras vantagens económicas. A transposição para o protótipo à escala real dos resultados obtidos sobre um modelo à escala reduzida é regida pela teoria da semelhança. Para assegurar que os testes em modelo traduzem o que acontece à escala real, e que qualquer comparação entre o protótipo e o modelo é válida, em suma para poder obter resultados significativos a partir de testes em modelo, o modelo e o protótipo devem ser geometricamente semelhantes e o conjunto de condições associado a cada um deles deve ser fisicamente semelhante.

A semelhança física é um termo geral que abrange vários tipos diferentes de semelhança nomeadamente: (1) semelhança geométrica, (2) semelhança cinemática e (3) semelhança dinâmica. Dois sistemas dizem-se fisicamente semelhantes relativamente a determinadas grandezas físicas, quando a relação entre valores correspondentes ou homólogos dessas grandezas é constante na totalidade dos dois sistemas, o protótipo e o respectivo modelo reduzido. A semelhança geométrica é a semelhança da forma. Nos sistemas geometricamente semelhantes a relação entre qualquer comprimento num sistema e o comprimento homólogo no outro sistema é constante na totalidade dos dois sistemas. Esta relação designa-se por factor de escala. A semelhança cinemática é a semelhança de movimento. Se dois sistemas são cinemáticamente semelhantes as velocidades e acelerações de partículas homólogas satisfazem uma relação de magnitude constante em tempos homólogos na totalidade dos dois sistemas. A semelhança dinâmica é a semelhança de forças. Se dois sistemas são dinamicamente semelhantes a magnitude de forças actuantes em pontos homólogos em cada sistema satisfaz uma relação constante na totalidade dos dois sistemas. Quaisquer que sejam as grandezas físicas envolvidas, a relação entre as respectivas magnitudes é adimensional.

Uma vez que as condições de operação de turbomáquinas, em termos de queda disponível e flutuações de carga, variam consideravelmente, verifica-se que os projectos têm de ser validados por meio de testes reais apesar da existência de sofisticadas metodologias numéricas de apoio ao projecto. Para além das características de operação das turbomáquinas nas condições nominais de projecto, as mesmas também devem ser especificadas sob condições de operação variáveis. Percebe-se a dificuldade em testar o funcionamento de turbomáquinas à escala real em condições de laboratório. Por exemplo, no caso de variação das condições de operação em relação às condições de projecto, não é fácil modificar turbomáquinas de grandes dimensões no sentido de atender a essas alterações. Assim, a teoria da semelhança e a realização de testes em modelos geometricamente semelhantes de dimensões reduzidas, cujos resultados permitem a previsão das características de funcionamento de turbomáquinas à escala real, vem facilitar muito o trabalho dos fabricantes (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

Segundo QUINTELA (2005), a semelhança de turbomáquinas hidráulicas é um caso particular da semelhança dinâmica. Ou seja para se obterem resultados significativos a partir de testes feitos em modelos de turbinas, esses modelos devem satisfazer as condições de semelhança dinâmica com os protótipos à escala real. Para obter relações entre variáveis características de turbomáquinas hidráulicas, a partir das leis de semelhança aplicadas a este caso particular, de uma forma simples pode partir-se da consideração de que turbomáquinas geometricamente semelhantes funcionam em condições de semelhança desde que tenham o mesmo rendimento.

Para estabelecer a condição de igual rendimento de duas turbomáquinas geometricamente semelhantes recorre-se, segundo RAMOS (1995) e QUINTELA (2005), às expressões que exprimem o rendimento de uma turbina e de uma bomba, em função das velocidades específicas à entrada e á saída da roda.

As velocidades específicas (absoluta, relativa e periférica) definem-se pelas relações entre as respectivas velocidades reais ($V_i, R_i, U_i, com\, i = 1, 2,$ relativos à entrada e à saída da roda) e a velocidade torricelliana (QUINTELA, 2005).

A velocidade torricelliana é a velocidade de um jacto, na saída de um reservatório para a atmosfera, dada por $V = \sqrt{2gH}$, onde H é a carga sobre o eixo do orifício (m), que aqui se considera que correspondente à queda útil para as turbinas ou à altura total de elevação para as bombas. A altura total de elevação é um parâmetro característico das bombas dado pela diferença entre a carga total do escoamento a jusante e a montante da bomba.

Assim, têm-se as equações (5.13) para as velocidades específicas.

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{V_1}{\sqrt{2gH}} & v_2 &= \frac{V_2}{\sqrt{2gH}} \\ u_1 &= \frac{U_1}{\sqrt{2gH}} & u_2 &= \frac{U_2}{\sqrt{2gH}} \\ r_1 &= \frac{R_1}{\sqrt{2gH}} & r_2 &= \frac{R_2}{\sqrt{2gH}} \end{aligned} \tag{5.13}$$

O rendimento de uma turbina pode então exprimir-se em função das velocidades específicas à entrada e à saída da roda, pela equação (5.14).

$$\eta_h = \frac{V_{w1}U_1 - V_{w2}U_2}{gH_u} = 2\left(v_{w1}u_1 - v_{w2}u_2\right) = 2\left(v_1 \cos\alpha_1 u_1 - v_2 \cos\alpha_2 u_2\right) \tag{5.14}$$

O rendimento de uma bomba é dado pela equação (5.15).

$$\eta_h = \frac{\gamma Q H_t}{\omega T} = \frac{gH_t}{V_{w2}U_2 - V_{w1}U_1} \tag{5.15}$$

onde T é o binário exercido no fluido pelo rotor (Nm), ωT é a potência fornecida ao eixo da bomba (W) e H_t é a altura total de elevação da bomba (m).

Então, o rendimento de uma bomba pode exprimir-se em função das velocidades específicas à entrada e à saída do impulsor, pela equação (5.16).

$$\eta_h = \frac{1}{2\left(v_{w2}u_2 - v_{w1}u_1\right)} = \frac{1}{2\left(v_2 \cos\alpha_2 u_2 - v_1 \cos\alpha_1 u_1\right)} \tag{5.16}$$

Pelas equações (5.14) e (5.16) conclui-se que a condição de igual rendimento de duas turbomáquinas geometricamente semelhantes (o que implica $\alpha_1 = \alpha_1^{'}$ e $\alpha_2 = \alpha_2^{'}$), pode exprimir-se pela igualdade das velocidades específicas à entrada e à saída da roda, traduzida pelas equações (5.17).

$$\begin{aligned} v_1 &= v_1^{'} \qquad v_2 = v_2^{'} \\ u_1 &= u_1^{'} \qquad u_2 = u_2^{'} \\ r_1 &= r_1^{'} \qquad r_2 = r_2^{'} \end{aligned} \tag{5.17}$$

A igualdade das velocidades específicas implica a igualdade de rendimentos das duas turbomáquinas geometricamente semelhantes, que no caso das turbinas é dada pela expressão (5.18).

$$2\left(v_1 \cos\alpha_1 u_1 - v_2 \cos\alpha_2 u_2\right) = 2\left(v_1^{'} \cos\alpha_1^{'} u_1^{'} - v_2^{'} \cos\alpha_2^{'} u_2^{'}\right) \tag{5.18}$$

A partir das igualdades (5.17) deduzem-se as relações (5.19) entre as velocidades reais em pontos homólogos de duas turbomáquinas geometricamente semelhantes (válidas não só à entrada e à saída da roda, como também no seu interior) (QUINTELA, 2005).

$$\frac{V}{V^{'}} = \frac{U}{U^{'}} = \frac{R}{R^{'}} = \left(\frac{H}{H^{'}}\right)^{1/2} \tag{5.19}$$

onde H e $H^{'}$ designam as quedas úteis ou as alturas totais de elevação consoante se trate de turbinas ou de bombas geometricamente semelhantes.

A relação entre a velocidade periférica, U, ao longo de uma circunferência de diâmetro D com centro no eixo da roda e a velocidade de rotação, n, é dada pela equação (5.20).

$$\left.\begin{aligned} U &= \omega\frac{D}{2} \\ \omega &= \frac{2\pi}{60}n \end{aligned}\right\} U = \frac{\pi}{60}nD \tag{5.20}$$

A relação (5.20) permite obter a expressão (5.21).

$$\frac{D}{D^{'}}\frac{n}{n^{'}} = \frac{U}{U^{'}} \tag{5.21}$$

que, tendo em consideração (5.19), é equivalente à relação (5.22) entre a velocidade de rotação n, a queda útil ou a altura total de elevação, H, e o diâmetro de uma circunferência com centro no eixo da roda, D, de duas turbomáquinas geometricamente semelhantes.

$$\frac{n}{n'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \frac{D'}{D} \tag{5.22}$$

A relação entre caudais de duas turbomáquinas geometricamente semelhantes, dada por (5.23), pode obter-se considerando que a relação entre áreas homólogas, A e A', é igual ao quadrado da relação entre comprimentos homólogos.

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{V}{V'}\frac{A}{A'} = \frac{V}{V'}\left(\frac{D}{D'}\right)^2 \tag{5.23}$$

ou tendo em conta (5.19).

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2}\left(\frac{D}{D'}\right)^2 \tag{5.24}$$

A relação entre a potência do escoamento $P = \gamma QH$ em duas turbomáquinas geometricamente semelhantes, é expressa pela equação (5.25), atendendo à equação (5.24).

$$\frac{P}{P'} = \frac{Q}{Q'}\frac{H}{H'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/2}\left(\frac{D}{D'}\right)^2 \tag{5.25}$$

ou tendo em conta (5.22).

$$\frac{n}{n'} = \left(\frac{P'}{P}\right)^{1/2}\left(\frac{H}{H'}\right)^{5/4} \tag{5.26}$$

Para uma mesma turbomáquina geometricamente semelhante, o que implica ter-se $D = D'$, que funcione em condições de semelhança ou seja mantendo o rendimento constante verificam-se as relações (5.27) a (5.29) (QUINTELA, 2005). Com base em (5.22), (5.24) e (5.25):

$$\frac{n}{n'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \tag{5.27}$$

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{1/2} \tag{5.28}$$

$$\frac{P}{P'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{3/2} \tag{5.29}$$

A relação (5.27) mostra que quando a condição de queda é alterada não é compatível manter a velocidade de rotação constante para o funcionamento da turbomáquina em condições de semelhança. Manter a velocidade de rotação constante constitui um condicionamento ao funcionamento, para rendimento constante ou em condições de semelhança. No entanto, constitui uma necessidade no funcionamento de turbogeradores. A velocidade de rotação n de uma turbina que accione um gerador relaciona-se com o número de pares de pólos do gerador p e com a frequência f da rede eléctrica em Hz, pela equação (5.30). Se for necessário manter constante a frequência da rede alimentada há que manter constante a velocidade de roração n da turbina.

$$pn = 60f \tag{5.30}$$

A experiência mostra que quando a relação entre comprimentos homólogos, ou seja o factor de escala, é elevado entre duas turbomáquinas hidráulicas geometricamente semelhantes, mesmo que funcionem com velocidades que satisfaçam a expressão (5.26), apresentam rendimentos diferentes. O que se deve ao efeito de escala, que por sua vez resulta do facto do efeito de viscosidade provocar perdas de carga que não variam com o quadrado da velocidade do escoamento. Conclui-se então, que a relação H/H', entre quedas úteis de turbinas e entre alturas totais de elevação de bombas, não corresponde ao quadrado da relação entre velocidades (relações (5.19)). Assim as velocidades específicas homólogas não coincidem e os rendimentos são diferentes. Consequentemente os protótipos têm rendimentos mais elevados que os modelos reduzidos, como tal para prever o rendimento de turbinas ou de bombas, a partir da sua determinação experimental sob pequenos modelos reduzidos, usam-se fórmulas de extrapolação de rendimentos (QUINTELA, 2005).

5.9 Número específico de rotações de turbinas

Sabendo que duas turbinas geometricamente semelhantes funcionam em condições de semelhança dinâmica, e portanto com o mesmo rendimento a menos do efeito de escala, se as velocidades de rotação n e n', as quedas úteis H e H', e as potências P e P' satisfazem a expressão (5.31):

$$\frac{n}{n'} = \left(\frac{P'}{P}\right)^{1/2} \left(\frac{H}{H'}\right)^{5/4} \tag{5.31}$$

Pode obter-se o parâmetro número específico de rotações de uma turbina n_s, que representa, de acordo com a teoria da semelhança, a velocidade de rotação de uma turbina geometricamente semelhante à primeira, que funcionando com igual rendimento, fornece uma potência unitária sob queda útil unitária (QUINTELA, 2005). Este parâmetro, exprime-se, tal como a velocidade de rotação n, em rotações por minuto e traduz-se pela expressão (5.32).

$$n_s = n\frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \tag{5.32}$$

O valor deste parâmetro depende das unidades utilizadas para a queda e para a potência, sendo mais frequente usar m para queda e kW como unidade de potência. Uma vez que as turbinas funcionam frequentemente em condições de caudal e de queda muito variáveis, é necessário especificar qual o valor da queda útil e da potência a utilizar na definição do número específico de rotações de turbinas. Sendo que se considera a queda útil que corresponde aos melhores rendimentos e a potência máxima (potência correspondente à máxima abertura do distribuidor) que se obtém no funcionamento sob essa queda (RAMOS, 1995 e 2000 e QUINTELA, 2005).

O valor de n_s obtido para um conjunto de valores de n, P e H está associado à forma da turbomáquina que satisfaz as condições de operação expressas por esse conjunto de valores. Quando o local de instalação e a potência de saída requerida à turbina são conhecidos, o valor de n_s pode ser calculado para proporcionar uma orientação na escolha do tipo de turbomáquina que melhor se ajusta a essas condições (RAMOS, 1995). Para o cálculo de n_s, a queda é estimada a partir da topografia do local, a potência pelo produto entre a queda e o caudal, que por sua vez é estimado a partir de dados hidrológicos. A velocidade de rotação depende da frequência da rede eléctrica que se pretende alimentar. A forma do rotor depende da respectiva velocidade específica, e as turbinas classificam-se em: (1) lentas, (2) médias, (3) rápidas e (4) muito rápidas em função do valor da velocidade específica. As formas dos rotores e os correspondentes triângulos de velocidade à entrada, são mostrados na Figura 5.11.

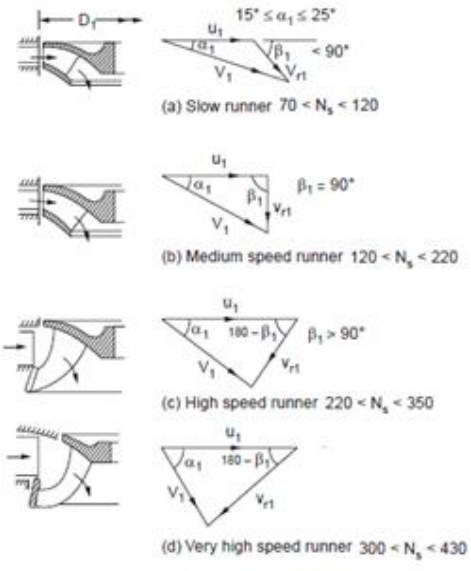


Figura 5.11: Variação da forma do rotor e dos triângulos de velocidade com o valor da velocidade específica (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

Com a diminuição da queda e o aumento do caudal o valor de n_s aumenta, e a forma do rotor passa de radial a axial, tomando a forma mista para valores intermédios de n_s. Com a progressiva diminuição da queda, para manter a potência, o caudal tem de aumentar, considerando-se adequadas as rodas de escoamento axial. A necessidade de desenvolver um rotor de escoamento misto resultou da capacidade limitada de geração de potência dos rotores de escoamento puramente radial. O aumento da área de saída do escoamento é possível por alteração da forma do rotor de radial para axial, e permite reduzir a velocidade de escoamento à saída e assim aumentar o rendimento. A partir dos triângulos de velocidade da Figura 5.11 conclui-se que o ângulo de entrada nas pás β_1 passa de agudo $(\beta_1 < 90^\circ)$ a obtuso $(\beta_1 > 90^\circ)$, à medida que a velocidade específica aumenta. O ângulo de saída das pás do distribuidor α_1 também aumenta de aproximadamente 15° até valores maiores, com o aumento da velocidade específica. A altura do rotor ao longo da direcção axial depende do caudal, que por sua vez depende da queda disponível e da potência, ambos relacionados com a velocidade específica. A referida altura aumenta com a velocidade específica. Para determinados valores de H e P, a velocidade de rotação n aumenta com a velocidade específica n_s. Um valor maior de n, para a mesma velocidade periférica do rotor u, implica um menor valor de D, e assim, geralmente, um custo menor (RAMOS, 2000; KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

A Figura 5.12 mostra o rendimento total em função da velocidade específica $n_s(rpm)\,[m, kW]$ para turbinas do tipo Pelton, Francis e Kaplan. Esta correlação gráfica serve como uma orientação para seleccionar uma turbina, para operar sob determinadas condições. Por exemplo, para quedas elevadas e baixos caudais a melhor escolha é normalmente a turbina Pelton, enquanto que para baixas quedas e maiores caudais são as turbinas Kaplan que normalmente constituem a melhor escolha. Para valores intermédios da velocidade específica, as turbinas Francis apresentam um amplo domínio de aplicação (RAMOS, 1995 e 2000 e ROUND, 2004).

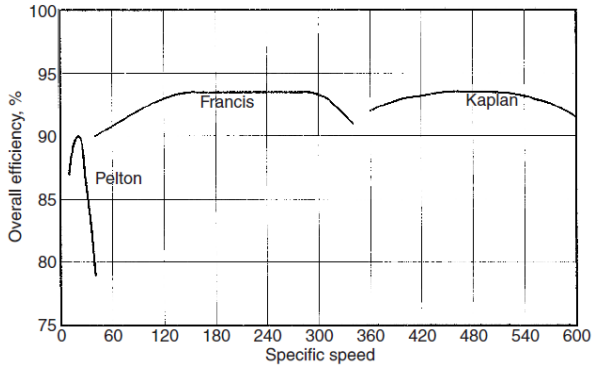


Figura 5.12: Rendimento total em função da velocidade específica (ROUND, 2004).

A correlação gráfica da Figura 5.12 e a Figura 5.9 complementam-se na definição dos domínios de aplicação das turbinas, que servem de orientação à sua selecção para cada caso de aplicação.

Para se evitar o projecto de turbinas de baixo rendimento e de grupos turbina – gerador inadequados devem-se adoptar valores de n_s, estabelecidos a partir de estatísticas de turbinas já construídas. Estes valores podem-se traduzir em tabelas ou em gráficos como o representado na Figura 5.13, onde se indicam para as turbinas de reacção os limites superiores e inferiores de n_s, e para as turbinas Pelton de um injector os valores médios de n_s, em função da queda útil (QUINTELA, 2005).

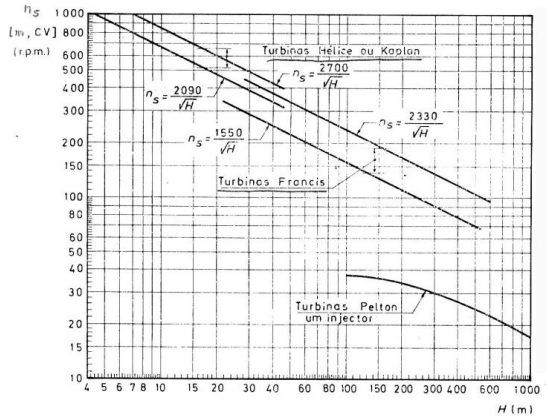


Figura 5.13: Variação do número específico de rotações de turbinas com a queda útil (QUINTELA, 2005).

A Figura 5.14 mostra que para um determinado valor da velocidade específica o rendimento aumenta com o caudal, e que para um determinado valor de caudal ocorre um aumento no rendimento com a velocidade específica. A Figura 5.14 permite ainda seleccionar para um determinado valor do caudal a forma do rotor que permite obter o máximo rendimento.

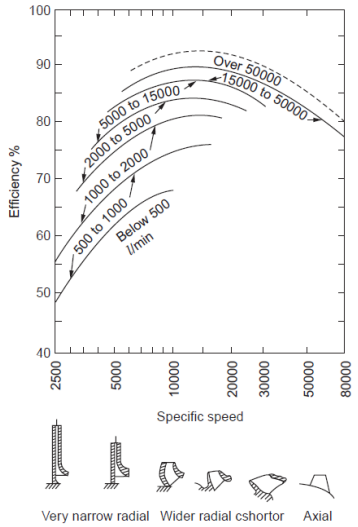


Figura 5.14: Variação do rendimento e da forma dos rotores de turbinas com a velocidade específica de turbinas (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

5.10 Parâmetros característicos adimensionais

São vários os parâmetros que afectam as características de funcionamento das turbomáquinas. Não é fácil testar a influência de cada parâmetro separadamente, nem fazer variar alguns desses parâmetros. A análise adimensional permite obter os seguintes parâmetros característicos, que facilitam a análise das características de funcionamento das turbomáquinas hidráulicas (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007; RAMOS et al, 2009 e SIMÃO E RAMOS, 2010).

1. Coeficiente de queda, $\Psi = gH / n^2 D^2$;
2. Coeficiente de caudal, $\Phi = Q / nD^3$;
3. Coeficiente de potência, $\mathrm{P} = P / \rho n^3 D^5$;
4. Velocidade específica, $n_s = n\sqrt{P} / \rho^{1/2} \left(gH \right)^{5/4}$.

Num modelo fisicamente semelhante ao protótipo, os coeficientes de queda, caudal e potência, assim como a velocidade específica são idênticos entre o modelo e o protótipo. A partir de testes realizados em modelos reduzidos é possível prever o funcionamento do protótipo em condições de queda, velocidade e caudal diferentes. Assim, os três primeiros parâmetros adimensionais podem ser usados para prever as características de funcionamento de uma determinada turbomáquina ($D_1 = D_2 = D$), caracterizada pela sua velocidade específica (RAMOS, 1995 e 2000), sob diferentes condições de operação.

O coeficiente de queda conduz à relação (5.33) que está de acordo com (5.27), e mostra que a variação da queda iguala a variação do quadrado da velocidade de rotação.

$$\frac{gH_1}{n_1^2 D^2} = \frac{gH_2}{n_2^2 D^2} \; ou \; \frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2^2}{n_1^2} \tag{5.33}$$

Pelo que, $\frac{n}{\sqrt{H}}$ constitui uma constante, designada por velocidade de rotação unitária, para a turbomáquina em análise.

O coeficiente de caudal conduz à relação (5.34) que é equivalente a (5.28), e mostra que o caudal é proporcional à velocidade de rotação

$$\frac{Q_1}{n_1 D^3} = \frac{Q_2}{n_2 D^3} \; ou \; \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \tag{5.34}$$

Pelo que, $\frac{Q}{\sqrt{H}}$ constitui uma constante, designada por caudal unitário, para a turbomáquina em análise.

O coeficiente de potência conduz à relação (5.35) que está de acordo com (5.29) anteriormente obtida.

$$\frac{P_1}{\rho n_1^3 D^5} = \frac{P_2}{\rho n_2^3 D^5} \text{ ou } \frac{P_2}{P_1} = \frac{n_2^3}{n_1^3} = \left(\frac{H_2}{H_1}\right)^{3/2} \tag{5.35}$$

Pelo que, $\frac{P}{H^{3/2}}$ constitui uma constante, designada por potência unitária, para a turbomáquina em análise.

A valor numérico das relações $n/\sqrt{H}$, $Q/\sqrt{H}$ e $P/H^{3/2}$ corresponde respectivamente à velocidade de rotação, caudal e potência que se podem obter, se a turbomáquina puder operar com rendimento constante, sob queda unitária (VALADAS E RAMOS, 2003 e RAMOS et al, 2009).

Assim, quando variam as condições de operação de uma turbomáquina por variação da queda, os valores dos outros parâmetros característicos de funcionamento podem ser previstos por recurso às relações acima definidas (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

Se forem traçados gráficos a partir dos dados obtidos em testes feitos num modelo de uma turbomáquina, de modo a mostrar a variação dos parâmetros adimensionais Ψ, Φ, P e do rendimento $\eta = P/\rho g H Q$, obtêm-se gráficos aplicáveis a qualquer turbomáquina geometricamente semelhante à primeira. Pelo que um conjunto de curvas é suficiente para descrever o funcionamento de turbomáquinas geometricamente semelhantes à primeira. Interessa conhecer o intervalo de condições de funcionamento associadas a uma determinada turbomáquina. Esta informação permite seleccionar o tipo de turbomáquina que melhor se adapta a uma dada aplicação. O parâmetro da velocidade específica adimensional envolve n, P e H e é independente de D. É prática comum na indústria omitir da definição de n_s, os termos constantes ρ e g, obtendo-se o parâmetro dimensional velocidade específica, já mostrado na expressão (5.32). De todas as combinações de n, P e H para as quais as condições de escoamento são semelhantes no conjunto de turbomáquinas geometricamente semelhantes, interessa a combinação de condições para a qual o rendimento é máximo. Portanto, no cálculo da velocidade específica é habitual usar os valores de n, P e H que correspondam ao máximo rendimento. Geralmente existe apenas um par de valores de P e Ψ para o qual o rendimento é máximo. Deste modo, num determinado conjunto de turbomáquinas geometricamente semelhantes, apenas interessa um único conjunto de condições de escoamento, e assim um único valor da velocidade específica avaliado nas condições de rendimento máximo (MASSEY, 2006).

5.11 Número específico de rotações de bombas

No caso das bombas o número específico de rotações n_s é a velocidade de rotação de uma bomba geometricamente semelhante à primeira, que funcionando com igual rendimento, impulsiona um caudal unitário a uma altura total de elevação unitária. O número específico de rotações de uma bomba n_s com velocidade de rotação n, que impulsione o caudal Q a uma altura total de elevação H, obtém-se, de acordo com as leis de semelhança, pela equação (5.36) e exprime-se em rotações por minuto (QUINTELA, 2005).

$$n_s = n\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \tag{5.36}$$

Para a especificação do n_s de uma bomba consideram-se os valores de Q e H correspondentes ao ponto de rendimento óptimo, e no caso de se adoptarem unidades métricas o caudal é expresso em m^3/s e a altura de elevação em m. Como se pode observar pela equação (5.36) na definição do n_s de bombas, recorre-se ao caudal em vez da potência usada no caso das turbinas na equação (5.32), com o objectivo de tornar o n_s de bombas independente das propriedades do líquido impulsionado. Como alternativa à equação (5.36) tem-se a equação (5.37) que define o número específico de rotações de uma bomba n_{sp}, como sendo o número de rotações de uma bomba geometricamente semelhante que, com igual rendimento, produz uma altura total de elevação unitária com o consumo de potência unitária (QUINTELA, 2005).

$$n_{sp} = n\frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \tag{5.37}$$

A Figura 5.15 tem como objectivo orientar o projecto de bombas, para o qual se podem adoptar valores de n_s próximos dos fornecidos pelas relações médias entre os valores de n_s e da altura total de elevação, respeitantes a várias bombas (QUINTELA, 2005).

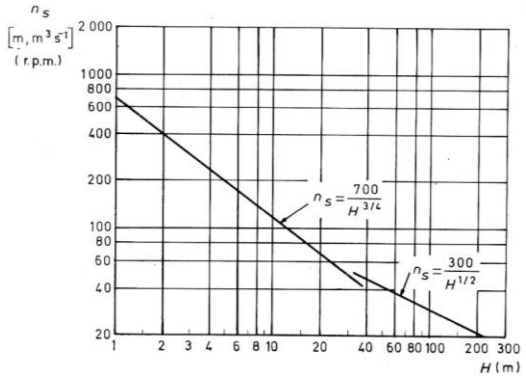


Figura 5.15: Variação do número específico de rotações com a altura total de elevação, para bombas (QUINTELA, 2005).

O valor de n_s, obtido para um conjunto de valores de n, Q e H, que expressam as condições de operação de uma bomba, está associado à forma do impulsor que satisfaz essas condições. A Figura 5.16 mostra a evolução da forma dos impulsores de bombas com o número específico de rotações, e a dependência do rendimento óptimo em relação ao n_s e ao caudal absorvido (QUINTELA, 2005).

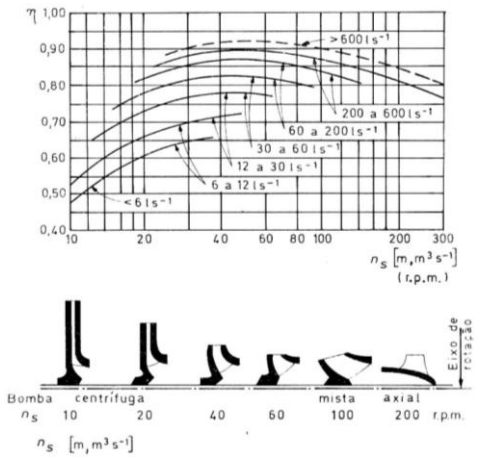


Figura 5.16: Tipo e rendimento de bombas em função do número específico de rotações (QUINTELA, 2005).

5.12 Variação do rendimento

5.12.1 Variação do rendimento com o caudal

Considere-se uma turbina que funciona com queda útil constante, e em que o caudal absorvido varia em resultado da variação da carga de potência eléctrica pedida à turbina pela rede. A variação do caudal é conseguida pela manobra do distribuidor, comandado pelo regulador de velocidade.

Na Figura 5.17 apresentam-se, para turbinas de vários tipos, a curvas de variação do rendimento em função do caudal, expresso em percentagem do caudal máximo, supondo a queda útil constante e igual à do ponto de rendimento óptimo, para uma determinada velocidade de rotação.

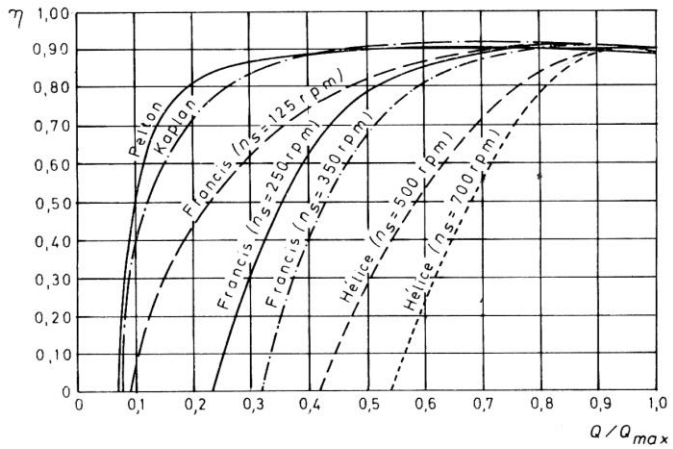


Figura 5.17: Curvas de variação do rendimento em função do caudal, supondo a queda útil constante, para vários tipos de turbinas (QUINTELA, 2005).

Estas curvas permitem analisar a influência da variação do caudal no rendimento das turbinas, mantendo a queda útil constante. Desta mesma figura conclui-se que as turbinas hélice e as turbinas Francis rápidas não se adequam ao funcionamento sob condições em que varia ao longo do tempo o pedido de potência da rede eléctrica e consequentemente o caudal. Uma vez que a uma determinada variação de caudal corresponde uma variação de rendimento, verifica-se que para estas turbinas não existe um patamar de rendimentos elevados, em que o rendimento se mantém aproximadamente constante. Uma vez que as pás do rotor das turbinas Kaplan são orientáveis, estas comportam-se como uma infinidade de turbinas hélice de pás fixas. Assim, tem-se para as turbinas Kaplan um patamar de elevados rendimentos, em que a variação do caudal não influencia o rendimento, que se mantém elevado em vários pontos de funcionamento mesmo com caudal variável. Adicionalmente, para estas turbinas a curva de variação do rendimento com o caudal, constitui a envolvente das mesmas curvas relativas às turbinas hélice, pelo que a curva das turbinas Kaplan apresenta um patamar semelhante ao da curva de uma turbina Pelton (QUINTELA, 2005).

Na selecção do tipo de turbina a instalar, e.g., com base nas Figuras 5.9 e 5.12, e uma vez que existem tipos de turbinas com domínios de aplicação sobrepostos, pode pré-seleccionar-se o tipo Pelton juntamente com o tipo Francis ou o tipo Francis com o tipo Kaplan. Nestes casos, a escolha entre os tipos pré-seleccionados, baseada na consideração das respectivas vantagens e desvantagens, pode apoiar-se na Figura 5.17. Assim, a favor da turbina Pelton em relação à Francis, tem-se a possibilidade de fazer face a grande variação da potência sem baixar sensivelmente o rendimento, dado o patamar de rendimentos elevados das turbinas Pelton. As turbinas Kaplan apresentam em relação às Francis rápidas, a vantagem de fazer face com bons rendimentos a uma ampla variação da potência e do caudal.

5.12.2 Variação do rendimento com a queda útil

Considere-se o exemplo de uma turbina que funciona com caudal constante e com queda útil variável. A queda útil varia ao longo do tempo, em resultado da variação dos níveis de água a montante e a jusante, na restituição do aproveitamento.

Na Figura 5.18 apresentam-se para turbinas de vários tipos, curvas de variação do rendimento em função da queda útil, expressa em relação à queda útil no ponto de rendimento óptimo, supondo o caudal e a velocidade de rotação constantes.

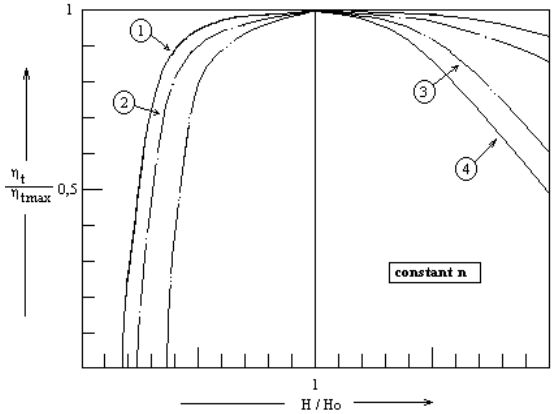


Figura 5.18: Curvas de variação do rendimento ($\eta_t/\eta_{tmáx}$) em função da queda útil (H/H_0) para alguns tipos de turbinas: (1) Hélice, (2) Francis rápida, (3) Pelton e (4) Francis lenta (VIANA e ALENCAR, 1999).

Para que o rendimento não baixe demasiado, conclui-se a partir da Figura 5.18, que a variação da queda útil não deve ultrapassar um determinado valor em torno da queda útil do ponto de rendimento óptimo, que depende do tipo de turbina.

5.13 Cavitação em turbinas

Nas turbinas a distribuição de velocidades e pressões do escoamento não é uniforme, podendo variar significativamente. Pelo que, na secção de baixa pressão na roda (secção de saída), podem ocorrer zonas em que a pressão se reduz para valores consideravelmente abaixo da pressão atmosférica dando origem ao fenómeno de cavitação (MASSEY, 2006 e PEREIRA E RAMOS, 2010).

Se num ponto do escoamento a pressão do líquido se reduz até à respectiva pressão de saturação do vapor de líquido ou de vaporização (à temperatura do líquido), o líquido entra em ebulição e formam-se bolhas de vapor. À medida que o líquido se escoa arrastando as bolhas, para zonas de maior pressão, estas condensam ou colapsam repentinamente. Do colapso resultam elevadas pressões locais exercidas sobre as paredes sólidas adjacentes, e uma vez que este processo é contínuo e de frequência elevada o material sólido fica sujeito a erosão e desgaste. Os rotores das turbinas (e os impulsores das bombas)

são muitas vezes severamente danificados por este processo designado por cavitação. O material sofre um enfraquecimento progressivo e localizado por fadiga e corrosão (que se deve à presença de gases ricos em oxigénio dissolvidos no líquido), que torna a superfície estriada e picada. De modo a evitar a cavitação a pressão absoluta deve manter-se em todos os pontos do escoamento superior à pressão de vaporização.

Adicionalmente à erosão das superfícies sólidas, a cavitação tem outros efeitos indesejáveis, nomeadamente ruído, vibrações, redução do rendimento, desvio das condições de escoamento em relação às condições de projecto e alterações nas características de funcionamento das turbomáquinas em termos de queda, potência e rendimento (RAMOS, 2000 e 2003 e MASSEY, 2006).

Uma vez que a cavitação se inicia quando a pressão se reduz até à tensão de saturação do vapor, é provável que esta ocorra em pontos onde a velocidade e/ou a cota são elevadas. A zona mais provável para a ocorrência de desgaste por cavitação, nas turbinas de reacção, é a face posterior das pás do rotor nas proximidades do bordo de fuga (RAMOS, 2000 e KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

O factor crítico na instalação de turbinas de reacção, para evitar a ocorrência de cavitação, é a distância vertical entre a cota de uma secção característica da roda (ou de um ponto característico no caso do eixo não ser vertical) e o nível de água na restituição (designado por cota de calagem). Esta distância designa-se por altura de aspiração de uma turbina h_s, e é dada pela equação (5.38) (QUINTELA, 2005).

$$h_s = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{p_A}{\gamma} - \sigma H \tag{5.38}$$

onde p_{atm} é a pressão atmosférica local, na restituição (Pa), p_A é a pressão absoluta no ponto de pressão mínima (Pa), σ coeficiente de depressão dinâmica ou coeficiente de Thoma e H queda útil da turbina (m).

Para uma turbina, quanto maior for a altura de aspiração h_s menor será a pressão p_A, em igualdade das restantes condições. O valor mínimo que p_A pode tomar, para que não ocorra cavitação, é a tensão de saturação do vapor do líquido t_v para a temperatura máxima do líquido.

Deste modo, o valor máximo da altura de aspiração de uma turbina $h_{s,máx}$, limitado pelo fenómeno de cavitação é dado pela equação (5.39).

$$h_{s,máx} = \frac{p_{atm}}{\gamma} - \frac{t_v}{\gamma} - \sigma_c H \tag{5.39}$$

onde σ_c é o coeficiente de Thoma crítico que se apresenta em seguida.

Quanto maior for o valor da velocidade do escoamento à saída do rotor, menor é o valor da pressão que aí se verifica, e assim mais provável é a ocorrência de cavitação à saída do rotor, o que constitui uma razão adicional para que esta velocidade seja a menor possível.

O coeficiente de Thoma σ é uma medida da susceptibilidade de uma turbina à ocorrência de cavitação. Tendo em conta a equação (5.39), o valor mínimo de σ para que não ocorra cavitação designa-se por coeficiente de Thoma crítico σ_c, e é expresso pela equação (5.40). Ao valor de σ_c corresponde o valor máximo da altura de aspiração de uma turbina $h_{s,máx}$ (KOTHANDARAMAN E RUDRAMOORTHY, 2007).

$$\sigma_c = \frac{p_{atm}/\gamma - t_v/\gamma - h_{s,máx}}{H} \tag{5.40}$$

Se a distância vertical entre o rotor da turbina e o nível de água na restituição, h_s, ou a queda útil H aumentam, então o valor de σ reduz-se. Para determinar se a ocorrência de cavitação numa instalação é provável, basta calcular o valor de σ. Se o valor determinado para σ for superior ao valor de σ_c (empírico), então a ocorrência de cavitação não é provável (MASSEY, 2006).

Para turbinas geometricamente semelhantes, funcionando em condições de semelhança dinâmica, o valor de σ_c é equivalente, pelo que σ_c é função da velocidade específica, n_s. Uma vez que a incidência de cavitação depende do tipo de turbina, e da configuração da roda, nomeadamente da curvatura das pás. Com base na experiência obtida a partir de ensaios em protótipos e em modelos, têm sido propostas relações entre σ_c e n_s. A equação (5.41), segundo BUREAU OF RECLAMATION (1976), traduz a variação de σ_c com n_s, para turbinas de reacção de eixo vertical.

$$\sigma_c = \frac{n_s^{1,64}}{50000} \tag{5.41}$$

A Figura 5.19 mostra o coeficiente de Thoma crítico σ_c em função da velocidade específica n_s para turbinas do tipo Francis, hélice e Kaplan, que corresponde a uma estimativa como primeira orientação ao projecto, uma vez que a ocorrência de cavitação depende também de outros factores e características do projecto e não apenas do valor da velocidade específica de rotação das turbinas (MASSEY, 2006).

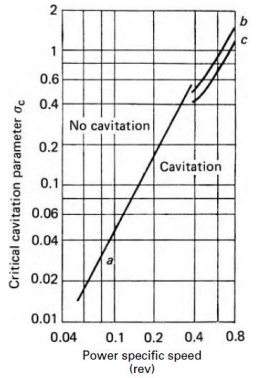


Figura 5.19: Coeficiente de Thoma crítico σ_c em função da velocidade específica n_s turbinas do tipo: (a) Francis, (b) hélice e (c) Kaplan (MASSEY, 2006).

A partir da Figura 5.19, conclui-se que às turbinas de maior velocidade específica n_s correspondem maiores valores de σ_c, pelo que tendo em conta a equação (5.39), estas turbinas devem ser instaladas a cotas significativamente inferiores às cotas de instalação das turbinas de menor velocidade específica. Uma vez que às turbinas de maior n_s correspondem os domínios de aplicação relativos às baixas quedas, conclui-se que quanto menor for a queda maior é o valor de σ_c. Adicionalmente, a equação (5.39) permite concluir que quanto maior for a queda útil, H, a que uma turbina opera, menor será a altura, acima do nível de água na restituição, a que esta deve ser instalada. Assim, para uma queda útil elevada, pode ser necessário posicionar a turbina abaixo do nível de água na restituição, o que acarreta maiores dificuldades e custos de construção e manutenção.

A Figura 5.20 mostra o efeito da cavitação no rendimento de turbinas. Para valores de σ inferiores a σ_c ocorre cavitação, sendo de maior intensidade quanto menor o valor de σ, e como tal maior é a redução no rendimento da turbina (MASSEY, 2006).

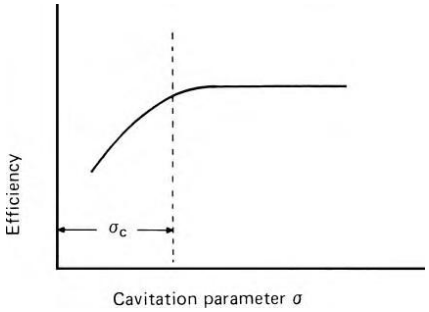


Figura 5.20: Efeito da cavitação no rendimento de turbinas (MASSEY, 2006).

Com o objectivo de diminuir os efeitos erosivos devido à cavitação podem tomar-se algumas medidas, nomeadamente, aumentar a concentração de vapor ou de gás no líquido e preconizar para o rotor um

material que apresente resistência à corrosão resultante da acção do líquido, resistência à rotura por tracção e à fadiga, e elevada dureza e resiliência (ROUND, 2004).

6 Modelo computacional. Métodos numéricos

6.1 Fundamentos

O papel da Dinâmica Computacional de Fluidos, ou seja dos modelos CFD (Computational Fluid Dynamics), no estudo de vários problemas de engenharia, relacionados com o escoamento de fluidos, tem sido cada vez mais valorizado e utilizado em várias aplicações, tanto de investigação como de projecto. De modo que, actualmente estes modelos numéricos são considerados como uma outra possibilidade, na análise dos problemas associados à dinâmica de fluidos, sendo as outras, a abordagem experimental e a analítica. Os modelos CFD suportam e muitas vezes complementam tanto os estudos experimentais como as componentes teóricas.

Na prática isto traduz-se por análises mais económicas quando comparadas às baseadas em estudos com recurso a ensaios experimentais. Adicionalmente aos custos associados, os modelos CFD devidamente calibrados e validados permitem obter informações detalhadas relativas aos campos de velocidade e pressão, muitos deles de difícil medição nos modelos físicos.

Os três princípios físicos fundamentais seguintes: (1) conservação da massa, (2) conservação da quantidade de movimento, e (3) conservação da energia, regem os aspectos físicos de qualquer escoamento de um fluido. Estes princípios podem ser expressos em termos de equações matemáticas, que usualmente se apresentam na forma de equações diferenciais parciais. Os modelos CFD permitem resolver as equações diferenciais parciais que regem a dinâmica de fluidos por forma a obter valores com distribuição espacial e temporal, de modo a obter uma descrição numérica completa do campo de escoamento.

Os resultados dos modelos CFD são validados com modelos físicos incorporados nas equações fundamentais e nas condições de fronteira, e portanto estão sujeitos a erros, particularmente no caso dos escoamentos turbulentos. No entanto, os resultados dos modelos CFD são consideravelmente precisos para um grande número de problemas de engenharia (WENDT, 2009).

6.2 Equações da dinâmica de fluidos

Conforme referido, a base dos modelos CFD são as equações fundamentais que regem a dinâmica de fluidos, designadamente:

1) Equação da continuidade;
2) Equação do movimento ou equação de conservação da quantidade de movimento ou momento linear;
3) Equação de conservação da energia.

As referidas equações são, respectivamente, as formulações matemáticas dos três princípios físicos fundamentais que a seguir se enumeram, sobre os quais toda a dinâmica de fluidos é baseada.

1) Conservação da massa;
2) 2ª lei de Newton;
3) 1ª lei da termodinâmica.

O modelo CFD utilizado resolve as equações de Navier-Stokes, que são formulações das leis de conservação da massa, do momento linear e da energia para o escoamento de fluidos. Estas equações são complementadas por equações de estado, que definem a natureza do fluido, e por dependências empíricas da massa volúmica, viscosidade e condutividade térmica do fluido com a temperatura. O modelo considera fluidos inelásticos, não newtonianos recorrendo à introdução de uma dependência da respectiva viscosidade dinâmica com a tensão tangencial e a temperatura do escoamento. Adicionalmente, considera líquidos compressíveis por introdução de uma dependência da respectiva massa volúmica com a pressão. Neste modelo, um determinado estado requer a definição da respectiva geometria sólida e das condições iniciais e de fronteira (MENTOR GRAPHICS, 2008).
O modelo CFD utilizado é capaz de calcular, tanto campos de escoamento laminar como turbulento. A maioria dos escoamentos de fluidos, que se encontram nas aplicações de engenharia comuns, são turbulentos, pelo que o modelo foi desenvolvido essencialmente para simular e estudar este tipo de escoamentos. Assim, no cálculo de escoamentos turbulentos recorre-se às equações de Favre averaged Navier Stokes, nas quais é considerada a média temporal dos efeitos da turbulência do escoamento, enquanto os fenómenos de larga escala, dependentes do tempo, são tidos em conta directamente. Através deste procedimento, os termos denominados tensões de Reynolds surgem nas equações. Neste sistema de equações, o modelo recorre às equações de transporte da energia cinética turbulenta κ e da respectiva taxa de dissipação ε, que constituem o modelo $\kappa-\varepsilon$. Assim, o modelo utiliza o sistema de equações para descrever tanto escoamentos laminares como turbulentos. Adicionalmente, também analisa o escoamento de transição de regime laminar para turbulento e/ou vice-versa. Escoamentos, em modelos geométricos com fronteiras sólidas (paredes) móveis (que não provoquem alterações na geometria do modelo), são calculados pela especificação das correspondentes condições de fronteira. Escoamentos em modelos geométricos com componentes rotativas, são calculados em relação a sistemas de coordenadas ligados às componentes rotativas do modelo, ou seja rodando com essas componentes. Nestes casos as componentes estacionárias do modelo devem ser axissimétricas em relação ao eixo de rotação (MENTOR GRAPHICS, 2008).

Desta forma obtêm-se as equações que regem a dinâmica de fluidos, que podem ser obtidas na forma conservativa e não conservativa. No caso de modelos CFD, a obtenção de resultados fiáveis, ou de flutuações ou até instabilidades dos resultados numéricos, depende da forma, conservativa ou não

conservativa, em que se consideraram as equações. Assim, para analisar determinados problemas de engenharia, por recurso a modelos CFD, é importante saber qual é a forma mais adequada a utilizar. Por simples manipulação uma das formas pode ser obtida a partir da outra (WENDT, 2009).

Uma vez que no âmbito desta dissertação não se analisam fenómenos de transferência de calor, não se usam analiticamente as equações da conservação da energia.

Para a obtenção das equações, na forma conservativa e não conservativa, considera-se no campo de escoamento um volume de controlo finito, ou um elemento infinitesimal de fluido. O volume de controlo V define-se por um volume fechado dentro de uma região finita do escoamento, e a superfície fechada que o limita define a superfície de controlo S. O volume de controlo é uma região finita do escoamento razoavelmente grande.

O volume de controlo finito pode:

1) Estar fixo no espaço, segundo a formulação Euleriana, e o fluido escoar-se através dele (Figura 6.1 (a));
2) Escoar-se com o fluido, segundo a formulação Lagrangeana, de modo que dentro dele estão sempre as mesmas partículas de fluido (Figura 6.1 (b)).

O elemento infinitesimal de fluido, com volume diferencial $d\mathrm{V}$, admite-se suficientemente grande para conter um elevado número de moléculas, de modo a que possa ser considerado um meio contínuo, e pode:

1) Estar fixo no espaço, segundo a formulação Euleriana, com o fluido a escoar-se através dele (Figura 6.1 (c));
2) Escoar-se ao longo de uma linha de corrente, segundo a formulação Lagrangeana, com um vector de velocidade V igual à velocidade do escoamento em cada ponto (Figura 6.1 (d)).

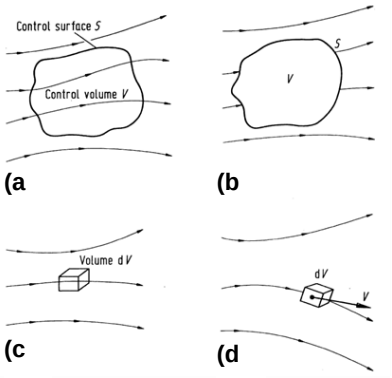


Figura 6.1: Campo de escoamento representado por linhas de corrente. Volume de controlo finito: (a) fixo no espaço, (b) que se escoa com o fluido. Elemento infinitesimal de fluido: (c) fixo no espaço, (b) que se escoa com o fluido (WENDT, 2009).

Quando se considera o volume de controlo finito, os princípios físicos fundamentais aplicam-se ao fluido no seu interior, e no caso deste se encontrar fixo no espaço, ao fluido que atravessa a superfície de controlo. Deste modo, o volume de controlo permite que se analise apenas o fluido no interior da região finita do próprio volume, em vez de analisar a totalidade do campo de escoamento.

As equações, relativas ao escoamento de fluidos, que se obtêm directamente da aplicação dos princípios físicos fundamentais a um volume de controlo finito apresentam-se na forma integral. Seguidamente, estas equações podem ser manipuladas de modo a obter, indirectamente, as equações que regem a dinâmica de fluidos na forma diferencial parcial.

1) As equações obtidas a partir do volume de controlo finito fixo no espaço (Figura 6.1 (a)), quer na forma integral ou diferencial parcial, representam a forma conservativa das equações fundamentais que regem a dinâmica de fluidos;
2) As equações obtidas a partir do volume de controlo finito que se escoa com o fluido (Figura 6.1 (b)), quer na forma integral ou diferencial parcial, representam a forma não–conservativa das equações fundamentais que regem a dinâmica de fluidos.

De igual forma, no caso do elemento infinitesimal de fluido, em vez de se analisar a totalidade do campo de escoamento, os princípios físicos fundamentais aplicam-se apenas ao elemento de fluido, resultando directamente as equações fundamentais na forma diferencial parcial (Figuras 6.1(c) e (d)).

1) As equações diferenciais parciais obtidas directamente a partir do elemento de fluido fixo no espaço (Figura 6.1 (c)), representam a forma conservativa das equações fundamentais que regem a dinâmica de fluidos.
2) As equações diferenciais parciais obtidas directamente a partir do elemento infinitesimal de fluido que se escoa ao longo de uma linha de corrente (Figura 6.1 (d)), representam a forma não–conservativa das equações fundamentais que regem a dinâmica de fluidos.

6.2.1 Campo vectorial de velocidades do escoamento

Considerando um elemento infinitesimal de fluido que se move com o escoamento, o campo vectorial de velocidades, no espaço cartesiano, é dado pela expressão (6.1):

$$\vec{V} = u\vec{i} + v\vec{j} + w\vec{k} \tag{6.1}$$

onde as componentes da velocidade segundo os eixos x, y, e z são dadas respectivamente pelas expressões (6.2), considerando um escoamento variável em que u, v, e w são funções tanto do espaço como do tempo.

$$u = u(x, y, z, t)$$
$$v = v(x, y, z, t) \quad (6.2)$$
$$w = w(x, y, z, t)$$

Adicionalmente, o campo escalar da massa volúmica, é dado pela expressão (6.3):

$$\rho = \rho(x, y, z, t) \quad (6.3)$$

A derivada total d/dt de qualquer variável do campo de escoamento, como a componente u da velocidade segundo o eixo x, ou a pressão p, representa fisicamente a derivada temporal que resulta de seguir um elemento infinitesimal de fluido que se move com o escoamento, sendo o operador derivada total d/dt é definido pela equação (6.4).

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \quad (6.4)$$

onde $\frac{\partial}{\partial t}$ é a derivada local, ∇ é o operador divergência, e $\vec{V} \cdot \nabla$ é a derivada convectiva.

A derivada local representa fisicamente a derivada temporal num ponto fixo. A derivada temporal resultante do movimento de um elemento de fluido de uma posição para outra, no campo de escoamento onde as respectivas propriedades variam no espaço, constitui o significado físico da derivada convectiva.

Para determinar o significado físico da divergência da velocidade $\nabla \cdot \vec{V} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$, considera-se um volume de controlo que se move com o escoamento, tal como representado na Figura 6.2.

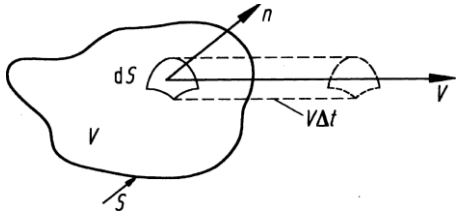


Figura 6.2: Volume de controlo que se move com o escoamento (WENDT, 2009).

Este volume de controlo é constituído sempre pelas mesmas partículas de fluido, uma vez que de desloca com o escoamento, em que a respectiva massa se mantém invariante no tempo. No entanto, o volume V e a superfície de controlo S variam com o tempo, enquanto o volume de controlo de desloca para diferentes regiões do escoamento, onde se verificam valores diferentes da massa volúmica ρ. Ou seja, este volume de controlo, móvel e de massa fixa, está constantemente a diminuir ou a aumentar de volume, e a mudar de forma, consoante as características do escoamento. A Figura 6.2 representa o

volume de controlo relativo a um determinado instante de tempo, e destaca um elemento infinitesimal da superfície de controlo dS que se move à velocidade local do escoamento $\vec{V}$.

Devido apenas ao movimento de dS durante um incremento de tempo Δt, o volume do volume de controlo varia de $\Delta \mathrm{V}$. O valor de $\Delta \mathrm{V}$ é igual ao volume do cilindro, longo e fino, cuja área da base é dS e a altura é $\left(\vec{V}\Delta t\right)\cdot\vec{n}$, onde $\vec{n}$ é um vector unitário perpendicular à superfície dS. Ou seja, o valor de $\Delta \mathrm{V}$ é dado pela equação (6.5) (WENDT, 2009).

$$\Delta \mathrm{V}=\left[\left(\vec{V}\Delta t\right)\cdot\vec{n}\right]dS=(\vec{V}\Delta t)d\vec{S} \tag{6.5}$$

onde o vector $d\vec{S}$ é definido como $d\vec{S}=\vec{n}\,dS$.

Durante o incremento de tempo Δt, a variação total do volume da totalidade do volume de controlo $d\mathrm{V}$ é igual à soma da equação (6.5) sobre a totalidade da superfície de controlo. No limite quando $dS\to 0$, a referida soma torna-se no integral de superfície (6.6).

$$d\mathrm{V}=\oiint_S(\vec{V}\Delta t)\cdot dS \tag{6.6}$$

O resultado de dividir o integral de superfície (6.6) pelo incremento de tempo Δt, representa fisicamente a derivada temporal do volume de controlo dV/dt.

$$\frac{dV}{dt}=\frac{1}{\Delta t}\oiint_S\left(\vec{V}\cdot\Delta t\right)\cdot d\vec{S}=\oiint_S\vec{V}\cdot\vec{n}\,dS \tag{6.7}$$

A equação (6.7) apresenta a derivada temporal do volume de controlo como uma derivada total, uma vez que o volume de controlo se move com o escoamento.

Aplicando o teorema da divergência[1] ao segundo membro da equação (6.7), obtém-se para a derivada total do volume de controlo V, a equação (6.8).

$$\frac{d\mathrm{V}}{dt}=\oiiint_{\mathrm{V}}(\nabla\cdot\vec{V})\,d\mathrm{V} \tag{6.8}$$

[1] Teorema da Divergência: $\oiint_S\vec{F}\cdot\vec{n}\,dS=\oiiint_{\mathrm{V}}\nabla\cdot\vec{F}\,d\mathrm{V}$

Considerando, em vez do volume de controlo móvel, um elemento infinitesimal de fluido $\delta \mathrm{V}$ que se move com o escoamento, a equação integral (6.8) transforma-se na equação diferencial (6.10), passando pela equação (6.9).

$$\frac{d(\delta \mathrm{V})}{dt} = \oiiint_{\delta \mathrm{V}} (\nabla \cdot \vec{V})\, d\mathrm{V} \tag{6.9}$$

Admite-se que $\delta \mathrm{V}$ é suficientemente pequeno para que $\nabla \cdot \vec{V}$ apresente essencialmente o mesmo valor, na totalidade de $\delta \mathrm{V}$. Assim, o integral na equação (6.9) pode ser aproximado por $\left(\nabla \cdot \vec{V}\right)\delta \mathrm{V}$, obtendo-se a equação (6.10).

$$\frac{d(\delta \mathrm{V})}{dt} = \left(\nabla \cdot \vec{V}\right)\delta \mathrm{V} \quad \Rightarrow \quad \nabla \cdot \vec{V} = \frac{1}{\delta \mathrm{V}} \frac{d(\delta \mathrm{V})}{dt} \tag{6.10}$$

Finalmente, o significado físico da divergência da velocidade $\nabla \cdot \vec{V}$, que se expressa analiticamente pelo segundo membro da equação (6.10), é a derivada temporal do volume de um elemento infinitesimal de fluido móvel, por volume unitário.

6.2.2 Equação da Continuidade

Considere-se um elemento infinitesimal de fluido, de modo a obter directamente as equações na forma diferencial parcial. Adicionalmente, considere-se que o elemento se desloca com o escoamento, de modo a obter a equação da continuidade na forma não – conservativa. Assim, a massa do elemento é fixa, e dada por δm. Designando, o volume do elemento por $\delta \mathrm{V}$, tem-se a relação (6.11).

$$\delta m = \rho \delta \mathrm{V} \tag{6.11}$$

Uma vez que há conservação da massa, a derivada temporal da massa do elemento de fluido é zero, enquanto o elemento se move com o escoamento, o que se expressa pela equação (6.12).

$$\frac{d(\delta m)}{dt} = 0 \tag{6.12}$$

Combinando as equações (6.11) e (6.12), surge a equação (6.13).

$$\frac{d(\rho \delta \mathrm{V})}{dt} = \frac{d\rho}{dt}\delta \mathrm{V} + \rho \frac{d\left(\delta \mathrm{V}\right)}{dt} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{d\rho}{dt} + \rho \left[\frac{1}{\delta \mathrm{V}} \frac{d\left(\delta \mathrm{V}\right)}{dt}\right] = 0 \tag{6.13}$$

O termo entre parêntesis rectos, na equação (6.13), expressa o significado físico de $\nabla \cdot \vec{V}$. Assim, considerando as equações (6.10) e (6.13), obtém-se a equação (6.14), ou seja a equação da continuidade na forma diferencial parcial e não – conservativa.

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \tag{6.14}$$

Considere-se um volume de controlo finito, de modo a obter directamente as equações na forma integral. Adicionalmente, considere-se que o volume de controlo finito está fixo no espaço, de modo a obter a equação da continuidade na forma conservativa. Num ponto da superfície de controlo S, a velocidade do escoamento é $\vec{V}$, tal como representado na Figura (6.3), e o vector $d\vec{S}$ é dado por $d\vec{S} = \vec{n} dS$. Considere-se ainda um volume elementar $d\forall$ localizado dentro do volume de controlo finito.

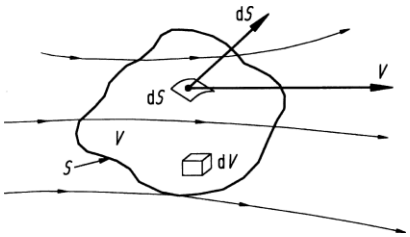


Figura 6.3: Volume de controlo finito fixo no espaço (WENDT, 2009).

A expressão (6.15) traduz a aplicação do princípio físico fundamental da conservação da massa ao volume de controlo finito.

$$\left\{ \begin{array}{c} \text{O fluxo total de massa} \\ \text{que sai do volume de controlo} \\ \text{através da superfície S} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} \text{taxa temporal de redução} \\ \text{da massa dentro do} \\ \text{volume de controlo} \end{array} \right\} \Rightarrow \quad B = C \tag{6.15}$$

O fluxo de massa de um fluido que se escoa através de qualquer superfície fixa, expressa-se pelo produto (6.16).

$$\left(\begin{array}{c} \text{massa} \\ \text{volúmica} \end{array} \right) \times \left(\begin{array}{c} \text{componente da velocidade} \\ \text{perpendicular à superfície} \end{array} \right) \times \left(\begin{array}{c} \text{área da} \\ \text{superfície} \end{array} \right) \tag{6.16}$$

Sendo assim, o fluxo de massa através da área elementar dS, é dado pela equação (6.17).

$$\rho V_n dS = \rho \vec{V} \cdot d\vec{S} \tag{6.17}$$

Por convenção $d\vec{S}$ aponta sempre para fora do volume de controlo. Assim, quando $\vec{V}$ também aponta para fora do volume de controlo (Figura 6.3), o produto $\rho \vec{V} \cdot d\vec{S}$ é positivo, e fisicamente o fluxo de

massa sai do volume de controlo, ou seja corresponde a um caudal de saída. Por sua vez, quando $\vec{V}$ aponta para dentro do volume de controlo (Figura 6.3), o produto $\rho\vec{V}\cdot d\vec{S}$ é negativo, e fisicamente o fluxo de massa entra no volume de controlo, ou seja corresponde a um caudal de entrada.

O fluxo total de massa que sai do volume de controlo, através da totalidade da superfície de controlo S, é a soma sobre S dos fluxos de massa através da área elementar dS, dados pela equação (6.17). No limite, a referida soma torna-se no integral de superfície (6.18), que representa fisicamente a quantidade B da expressão (6.15).

$$B = \oiint_S \rho\vec{V}\cdot d\vec{S} \tag{6.18}$$

De seguida obtém-se a quantidade C da expressão (6.15). A massa contida dentro do volume elementar $d\mathrm{V}$, localizado dentro do volume de controlo finito, é $\rho d\mathrm{V}$, pelo que a massa total dentro do volume de controlo, é dada pelo integral de volume (6.19).

$$\oiiint_{\mathrm{V}} \rho d\mathrm{V} \tag{6.19}$$

A taxa temporal de aumento da massa dentro do volume de controlo V é traduzida pela expressão (6.20).

$$\frac{\partial}{\partial t}\oiiint_{\mathrm{V}} \rho d\mathrm{V} \tag{6.20}$$

Por sua vez, a equação (6.21) traduz a taxa temporal de redução da massa dentro do volume de controlo V, ou seja a quantidade C da expressão (6.15).

$$-\frac{\partial}{\partial t}\oiiint_{\mathrm{V}} \rho d\mathrm{V} = C \tag{6.21}$$

Finalmente, substituindo na expressão (6.15) a equação (6.18) e (6.21), obtém-se a equação (6.22), ou seja a equação da continuidade na forma integral e conservativa.

$$\oiint_S \rho\vec{V}\cdot d\vec{S} = -\frac{\partial}{\partial t}\oiiint_{\mathrm{V}} \rho d\mathrm{V} \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial}{\partial t}\oiiint_{\mathrm{V}} \rho d\mathrm{V} + \oiint_S \rho\vec{V}\cdot d\vec{S} = 0 \tag{6.22}$$

Seguidamente, por manipulação da equação da continuidade na forma integral obtém-se indirectamente a forma diferencial parcial da mesma equação.

Uma vez que o volume de controlo finito considerado está fixo no espaço, os limites de integração dos integrais da equação (6.22) são constantes, o que permite que a derivada temporal $\partial/\partial t$ possa passar para dentro do integral, obtendo-se a equação a equação (6.23).

$$\iiint_{\mathrm{V}} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\mathrm{V} + \oiint_{S} \rho \vec{V} \cdot d\vec{S} = 0 \tag{6.23}$$

A aplicação do teorema da divergência, permite transformar o integral de superfície da equação (6.23), no integral de volume (6.24).

$$\oiint_{S} \left(\rho \vec{V}\right) \cdot d\vec{S} = \iiint_{\mathrm{V}} \nabla \cdot \left(\rho \vec{V}\right) d\mathrm{V} \tag{6.24}$$

Substituindo o integral de volume (6.24) na equação (6.23), surge a equação (6.25).

$$\iiint_{\mathrm{V}} \frac{\partial \rho}{\partial t} d\mathrm{V} + \iiint_{\mathrm{V}} \nabla \cdot \left(\rho \vec{V}\right) d\mathrm{V} = 0 \quad \Rightarrow \quad \iiint_{\mathrm{V}} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \vec{V}\right)\right] d\mathrm{V} = 0 \tag{6.25}$$

O integral da equação (6.25) só é igual a zero quando a função integranda for zero em todos os pontos dentro do volume de controlo, uma vez que o volume de controlo finito é arbitrariamente desenhado no espaço. Assim, tem-se a equação (6.26), ou seja a equação da continuidade na forma diferencial parcial e conservativa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \vec{V}\right) = 0 \tag{6.26}$$

A equação (6.14) da continuidade na forma diferencial parcial e não – conservativa, pode ser facilmente obtida a partir da equação (6.26) da continuidade na forma diferencial parcial e conservativa, tal como a seguir se mostra.

Considerando a divergência do produto de um escalar por um vector[2], tem-se para o termo $\nabla \cdot \left(\rho \vec{V}\right)$ da equação (6.26) a expressão (6.27).

$$\nabla \cdot \left(\rho \vec{V}\right) = \rho \nabla \cdot \vec{V} + \vec{V} \cdot \nabla \rho \tag{6.27}$$

Substituindo a expressão (6.27), na equação (6.26) da continuidade na forma conservativa, surge a equação (6.28), ou seja a equação (6.14) da continuidade na forma não – conservativa.

---

[2] Divergência do produto de um escalar por um vector: $\nabla \cdot \left(f \vec{F}\right) = f \nabla \cdot \vec{F} + \nabla f \cdot \vec{F}$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{V} \cdot \nabla \rho + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \tag{6.28}$$

Recorrer à forma conservativa ou não – conservativa das equações que regem a dinâmica de fluidos pode ditar, em algumas aplicações dos modelos CFD, a obtenção de resultados fiáveis, ou de flutuações ou até instabilidades nos resultados numéricos.

6.2.3 Equação de conservação do momento linear

A aplicação da 2ª lei de Newton, a um elemento infinitesimal de fluido que se move com o escoamento, expressa que a força resultante sobre o elemento de fluido é igual ao produto da respectiva massa pela aceleração do elemento. Adicionalmente, a referida aplicação permite obter directamente a equação de conservação do momento linear, na forma diferencial parcial e não – conservativa.
A 2ª lei de Newton é uma relação vectorial, pelo que pode ser dividida em três relações escalares segundo os eixos x, y, e z do espaço cartesiano. Considere-se apenas a componente segundo x da 2ª lei de Newton (6.29).

Para as restantes componentes, a equação de conservação do momento linear obtém-se da mesma forma.

$$F_x = m a_x \tag{6.29}$$

onde F_x é a componente escalar segundo x da força (N), m é a massa do elemento infinitesimal de fluido (kg), e a_x é a componente escalar segundo x da aceleração (m/s^2).

O elemento infinitesimal de fluido que se move com o escoamento está sujeito a uma força segundo x, que resulta da combinação de dois tipos de forças:

1) Forças de massa: que actuam directamente sobre a massa volúmica do elemento infinitesimal de fluido. Exemplos destas forças, que actuam à distância, são a força da gravidade, e as forças eléctricas e magnéticas.
2) Forças de superfície: que actuam directamente na superfície do elemento infinitesimal de fluido. Estas forças resultam de dois factores: (a) distribuição de pressão que actua na superfície, e que é imposta pelo fluido que envolve exteriormente o elemento infinitesimal, (b) distribuições de tensão normal e tangencial que actuam na superfície, impostas pelo fluido envolvente e que provocam na mesma uma acção de puxar ou empurrar, em resultado do atrito.

Designando por $\vec{f}$ a força de massa, por unidade de massa, que actua no elemento infinitesimal de fluido, e por f_x a respectiva componente escalar segundo x, tem-se que a força de massa que actua no elemento infinitesimal de fluido segundo a direcção x é dada pela expressão (6.30).

$$\rho f_x (dx\,dy\,dz) \tag{6.30}$$

onde $dx\,dy\,dz$ é o volume do elemento de fluido (m^3).

As forças de superfície segundo a direcção x exercidas no elemento infinitesimal de fluido, encontram-se representadas na Figura 6.4.

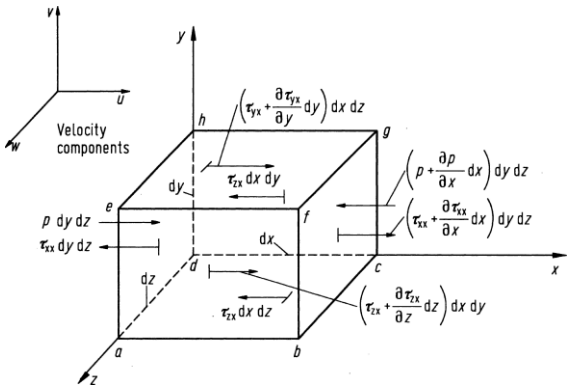


Figura 6.4: Forças de superfície segundo a direcção x, actuantes num elemento infinitesimal de fluido que se move com o escoamento (WENDT, 2009).

Por convenção τ_{ij}, componente do tensor das tensões T_{ij} designa uma tensão exercida no plano perpendicular ao eixo i e actuante segundo a direcção j.

- Na face *abcd*, a força tangencial $\tau_{yx} dx\,dz$ actua segundo a direcção negativa de x, e deve-se à tensão tangencial τ_{yx}.
- Na face *efgh* a uma distância dy acima da face *abcd*, a força tangencial $\left[\tau_{yx} + \left(\partial \tau_{yx} / \partial y\right) dy\right] dx\,dz$ actua segundo a direcção positiva de x.

A derivada temporal da deformação do elemento infinitesimal de fluido relaciona-se com as tensões normais e tangenciais actuantes no mesmo, tal como se representa na Figura 6.5, para o plano xy.

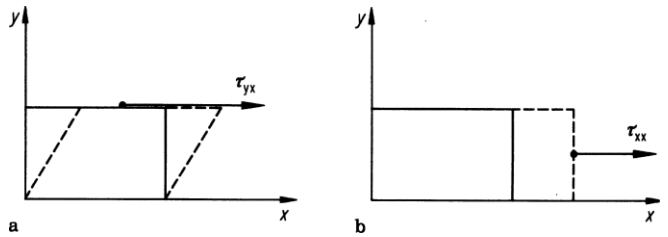


Figura 6.5: Tensões normais (τ_{xx}) e tangenciais (τ_{yx}). Deformações (WENDT, 2009).

- A tensão tangencial τ_{yx} relaciona-se com a derivada temporal da deformação tangencial do elemento infinitesimal de fluido.
- A tensão normal τ_{xx} relaciona-se com a derivada temporal do volume do elemento infinitesimal de fluido.

As direcções das forças tangenciais actuantes nas faces *abcd* e *efgh* estão de acordo com a convenção, segundo a qual aumentos positivos nas três componentes da velocidade u, v e w, ocorrem segundo as direcções positivas dos eixos. Assim, na Figura 6.4 u aumenta segundo a direcção positiva de y.

- Na face *efgh*, a componente da velocidade u é maior acima da face do que na face, dando origem a uma acção que puxa o elemento de fluido segundo a direcção positiva de x.
- Na face *abcd*, a componente da velocidade u é inferior abaixo da face do que na face, dando origem a uma acção que arrasta o elemento de fluido segundo a direcção negativa de x.
- Na face *dcgh*, τ_{zx} actua segundo a direcção negativa de x.
- Na face *abfe*, $\left[\tau_{zx}+\left(\partial\tau_{zx}/\partial z\right)dz\right]dx\,dy$ actua segundo a direcção positiva de x.

De seguida, consideram-se as forças de pressão e as tensões normais que actuam nas faces *adhe* e *bcgf*, perpendiculares ao eixo x.

- Na face *adhe*, tem-se a força de pressão $pdy\,dz$ que actua sempre segundo a direcção, para o interior do elemento de fluido, e a força $\tau_{xx}dy\,dz$ que actua segundo a direcção negativa de x.

A razão pela qual, na face *adhe*, τ_{xx} actua segundo a direcção negativa de x, está de acordo com a convenção relativa à direcção de aumento da velocidade, segundo a qual um aumento positivo de u ocorre segundo a direcção positiva de x. Portanto, o valor de u é inferior à esquerda da face *adhe* do

que o valor de u na própria face. Assim, na face *adhe* a tensão normal actua como uma tensão de sucção

- Na face *bcgf*, a força de pressão $\left(p+\partial p/\partial x\,dx\right)dydz$ actua para o interior do elemento de fluido, ou seja segundo a direcção negativa de x. Uma vez que o valor de u é superior à direita da face *bcgf* do que na própria face, a tensão normal τ_{xx} actua na face *bcgf* como uma tensão de sucção, que tende a actuar o elemento de fluido para a direita com a força $\left[\tau_{xx}+\left(\partial\tau_{xx}/\partial x\right)\right]dy\,dz$, que actua segundo a direcção positiva de x

Tendo em consideração o que foi referido, a força resultante de superfície que actua segundo a direcção x, no elemento infinitesimal de fluido, que se move com o escoamento, é dada pela expressão (6.31).

$$\begin{aligned}&\left[p-\left(p+\frac{\partial p}{\partial x}dx\right)\right]dy\,dz+\left[\left(\tau_{xx}+\frac{\partial\tau_{xx}}{\partial x}dx\right)-\tau_{xx}\right]dy\,dz+\\&+\left[\left(\tau_{yx}+\frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}dy\right)-\tau_{yx}\right]dx\,dz+\left[\left(\tau_{zx}+\frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z}dz\right)-\tau_{zx}\right]dx\,dy\end{aligned}\tag{6.31}$$

Assim, a força total segundo a direcção de x, F_x, actuante sobre o elemento infinitesimal de fluido que se move com o escoamento, é dada pela equação (6.32) que resulta da soma entre a equação (6.30) e (6.31).

$$F_x=\left(-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{xx}}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z}\right)dx\,dy\,dz+\rho f_x dx\,dy\,dz\tag{6.32}$$

No termo ma_x da equação (6.29), a massa do elemento infinitesimal de fluido m é fixa e dada pela equação (6.33).

$$m=\rho\,dx\,dy\,dz\tag{6.33}$$

Adicionalmente, a aceleração do elemento infinitesimal de fluido é a derivada temporal da respectiva velocidade. Assim, a componente escalar da aceleração segundo x, a_x, é a derivada temporal de u. Uma vez que o elemento infinitesimal de fluido se move com o escoamento, esta derivada temporal é uma derivada total, pelo que a_x é dada pela equação (6.34).

$$a_x=\frac{du}{dt}\tag{6.34}$$

Combinando as equações (6.29), (6.32), (6.33) e (6.34), obtém-se a componente segundo x da equação de conservação do momento linear para um escoamento viscoso (escoamento de fluidos newtonianos), dada pela expressão (6.35).

$$-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}+\rho f_x=\rho\frac{du}{dt} \tag{6.35}$$

As componentes segundo y e z da equação de conservação do momento linear para um escoamento viscoso, dadas pela expressão (6.36), obtêm-se de forma equivalente à da componente segundo x.

$$\begin{aligned}-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}+\rho f_y=\rho\frac{dv}{dt}\\ -\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}+\rho f_z=\rho\frac{dw}{dt}\end{aligned} \tag{6.36}$$

As equações (6.35) e (6.36) anteriores, representam as componentes segundo x, y e z, respectivamente, da equação de conservação do momento linear, na forma diferencial parcial e não – conservativa. São equações escalares e designam-se por equações de Navier – Stokes.

Seguidamente, obtêm-se as equações de Navier – Stokes na forma conservativa. Considerando a definição do operador derivada total, desenvolve-se o termo $\rho du/dt$, da equação (6.35), e surge a expressão (6.37).

$$\rho\frac{du}{dt}=\rho\frac{\partial u}{\partial t}+\rho\vec{V}\cdot\nabla u \tag{6.37}$$

O termo $\rho\partial u/\partial t$ da expressão (6.37) pode definir-se pela equação (6.38).

$$\rho\frac{\partial u}{\partial t}=\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}-u\frac{\partial \rho}{\partial t} \tag{6.38}$$

Considerando a divergência do produto de um escalar por um vector, o termo $\rho\vec{V}\cdot\nabla u$ da expressão (6.37) pode definir-se pela equação (6.39).

$$\nabla.\left(\rho u\vec{V}\right)=u\nabla\cdot\left(\rho\vec{V}\right)+\left(\rho\vec{V}\right)\cdot\nabla u \quad\Rightarrow\quad \rho\vec{V}\cdot\nabla u=\nabla.\left(\rho u\vec{V}\right)-u\nabla\cdot\left(\rho\vec{V}\right) \tag{6.39}$$

Substituindo as equações (6.38) e (6.39) na equação (6.37), obtém-se a equação (6.40).

$$\rho\frac{du}{dt}=\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}-u\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla.\left(\rho u\vec{V}\right)-u\nabla\cdot\left(\rho\vec{V}\right)$$
$$\rho\frac{du}{dt}=\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}-u\left[\frac{\partial\rho}{\partial t}+\nabla\cdot\left(\rho\vec{V}\right)\right]+\nabla.\left(\rho u\vec{V}\right) \tag{6.40}$$

O termo entre parêntesis rectos na equação (6.40), é o primeiro membro da equação da continuidade (6.26), pelo que toma o valor zero, resultando assim, que a equação (6.40) se simplifica na equação (6.41).

$$\rho\frac{du}{dt}=\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}+\nabla.\left(\rho u\vec{V}\right) \tag{6.41}$$

Substituindo a equação (6.41) na expressão (6.35), obtém-se a componente segundo x da equação de Navier – Stokes na forma conservativa, dada pela equação (6.42).

$$-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{xx}}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z}+\rho f_x=\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}+\nabla.\left(\rho u\vec{V}\right) \tag{6.42}$$

As restantes componentes da equação de Navier – Stokes na forma conservativa, dadas pela equação (6.43), obtêm-se tal como para a componente segundo x.

$$-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yy}}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z}+\rho f_y=\frac{\partial(\rho v)}{\partial t}+\nabla.\left(\rho v\vec{V}\right)$$
$$-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x}+\frac{\partial\tau_{yz}}{\partial y}+\frac{\partial\tau_{zz}}{\partial z}+\rho f_z=\frac{\partial(\rho w)}{\partial t}+\nabla.\left(\rho w\vec{V}\right) \tag{6.43}$$

Newton estabeleceu que no escoamento unidireccional de fluidos, a tensão tangencial é proporcional ao gradiente da velocidade, sendo a viscosidade dinâmica μ, o coeficiente de proporcionalidade. Os fluidos newtonianos obedecem ao princípio anterior.

No sentido de obter, finalmente, as equações de Navier – Stokes completas na forma conservativa, apresentam-se de seguida as relações (6.44), entre as tensões normais e tangenciais que actuam na superfície do elemento de fluido e os gradientes de velocidade do escoamento, obtidas por Stokes para os fluidos newtonianos em 1845.

$$\tau_{xx}=\lambda\nabla\cdot\vec{V}+2\mu\frac{\partial u}{\partial x}\quad;\quad\tau_{yy}=\lambda\nabla\cdot\vec{V}+2\mu\frac{\partial v}{\partial x}\quad;\quad\tau_{zz}=\lambda\nabla\cdot\vec{V}+2\mu\frac{\partial w}{\partial x}$$
$$\tau_{xy}=\tau_{yx}=\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)\quad;\quad\tau_{xz}=\tau_{zx}=\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)\quad;\quad\tau_{yz}=\tau_{zy}=\mu\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right) \tag{6.44}$$

onde μ é o coeficiente de viscosidade dinâmica (N.s/m^2), e λ é o coeficiente de viscosidade volumétrica (N.s/m^2).

Substituindo as relações (6.44) nas equações (6.42) e (6.43), obtêm-se as componentes segundo x, y, e z das equações de Navier – Stokes completas na forma conservativa.

$$
\begin{aligned}
&-\frac{\partial p}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda\nabla\cdot\vec{V}+2\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)\right]+\rho f_x \\
&\qquad=\frac{\partial(\rho u)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho u^2\right)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho uv)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\
&-\frac{\partial p}{\partial y}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda\nabla\cdot\vec{V}+2\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right)\right]+\rho f_y \\
&\qquad=\frac{\partial(\rho v)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x}+\frac{\partial\left(\rho v^2\right)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\
&-\frac{\partial p}{\partial z}+\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial z}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left(\lambda\nabla\cdot\vec{V}+2\mu\frac{\partial w}{\partial z}\right)+\rho f_z \\
&\qquad=\frac{\partial(\rho w)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho uw)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho vw)}{\partial y}+\frac{\partial\left(\rho w^2\right)}{\partial z}
\end{aligned}
\tag{6.45}
$$

As equações anteriormente derivadas aplicam-se a escoamentos tri – dimensionais, variáveis, viscosos, e compressíveis.

As equações de conservação do momento linear para escoamentos viscosos designam-se por equações de Navier – Stokes. No entanto, na literatura moderna relativa a modelos CFD esta designação foi expandida, e inclui a totalidade das equações fundamentais que regem a dinâmica de fluidos para escoamentos viscosos, ou seja inclui a equação da continuidade, a equação de conservação da quantidade de movimento, e a equação de conservação da energia. Quando se analisa uma solução numérica através das equações de Navier – Stokes, refere-se usualmente a uma solução numérica da totalidade das equações. Assim, na literatura relativa a modelos CFD uma solução Navier – Stokes, significa uma solução para um problema de escoamento viscoso, obtida recorrendo à totalidade das equações.

6.3 Modelo de turbulência $k-\varepsilon$

Na maioria dos cálculos de campos de escoamento por recurso a modelos CFD, o escoamento é turbulento. Se as flutuações turbulentas forem pequenas, o escoamento médio pode frequentemente ser considerado permanente. De modo a ter em conta as interacções turbulentas, recorre-se a um modelo de turbulência. Para flutuações turbulentas de maior dimensão, no campo de escoamentos, deve recorrer-se a um modelo do tipo LES (Large Eddy Simulation), que implica o cálculo de escoamento tridimensional e variável.

Quando o escoamento é turbulento, a velocidade em cada ponto pode variar em função do tempo, tal como representado na Figura 6.6.

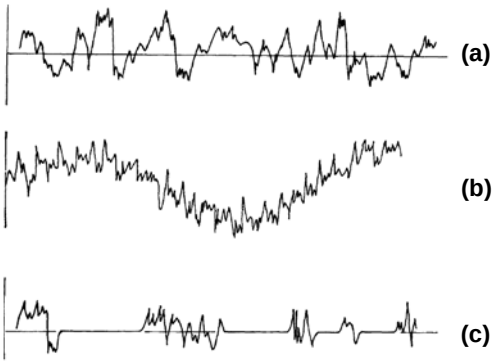


Figura 6.6: Flutuações turbulentas de velocidade sobrepostas ao escoamento (WENDT, 2009).

Na Figura 6.6 (a) apresentam-se as flutuações turbulentas sobrepostas a um escoamento permanente médio. Na Figura 6.6 (b) representa-se um escoamento variável médio com flutuações turbulentas. Por fim, na Figura 6.6 (c) representa-se um escoamento de transição. Em parte das aplicações de engenharia, o importante não são as características das flutuações, mas sim o escoamento médio e o impacto das flutuações turbulentas no mesmo (WENDT, 2009).

Para fluidos newtonianos o tensor das tensões tangenciais viscosas, é dado pela expressão (6.47).

$$\tau_{ij} = \mu\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial w}{\partial z}\right) \tag{6.46}$$

Seguindo a hipótese de Boussinesq, o tensor das tensões de Reynolds, é expresso pela equação (6.48).

$$\tau_{ij}^{R} = \mu_t\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial w}{\partial z}\right)-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{6.47}$$

onde μ é o coeficiente de viscosidade dinâmica (N.s/m^2), δ_{ij} é a função delta de Kronecker (que toma o valor unitário quando $i = j$, e é nula caso contrário) (-), μ_t é o coeficiente de viscosidade turbulenta (N.s/m^2), e k é a energia cinética turbulenta (J/kg).

Para escoamentos laminares μ_t e k, apresentam o valor zero.

No âmbito do modelo de turbulência $k-\varepsilon$, o termo μ_t, expresso pela equação (6.49), é definido por meio de duas propriedades básicas da turbulência: (1) k energia cinética turbulenta (J/kg), e (2) ε dissipação turbulenta (W/kg) (MENTOR GRAPHICS, 2008).

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \tag{6.48}$$

onde f_μ é o factor de viscosidade turbulenta (-), expresso pela equação (6.50), e C_μ é uma constante definida empiricamente, que no modelo CFD utilizado toma o valor típico 0,09 (-).

$$f_\mu = \left[1-\exp(-0,025R_y)\right]^2 \cdot \left(1+\frac{20,5}{R_T}\right) \tag{6.49}$$

onde $R_y = \frac{\rho\sqrt{k}y}{\mu}$ (-), $R_T = \frac{\rho k^2}{\mu\varepsilon}$ (-), e y é a distância à fronteira sólida (m).

Esta função permite ao modelo CFD utilizado o cálculo do escoamento de transição de regime laminar para turbulento.

Para descrever a energia cinética de turbulência e a dissipação turbulenta, o modelo CFD utilizado recorre a duas equações de transporte adicionais, expressas em (6.51).

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u k) &= \frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x}\right] + S_k \\ \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u \varepsilon) &= \frac{\partial}{\partial x}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x}\right] + S_\varepsilon \end{aligned} \tag{6.50}$$

onde σ_k e σ_ε são constantes definidas empiricamente, que no modelo CFD utilizado tomam os valores típicos 1,00 e 1,30, respectivamente (-), S_k e S_ε são termos fonte, cujas unidades são (N/(m^{2}s)) e (N/(m^{2}s^2)), respectivamente, definidos por (6.51).

$$S_k = \tau_{ij}^R \frac{\partial u}{\partial y} - \rho\varepsilon + \mu_t P_B$$
$$S_\varepsilon = C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k}\left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u}{\partial y} + \mu_t C_B P_B \right) - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\rho\varepsilon^2}{k} \quad (6.51)$$

onde P_B é a geração de turbulência resultante de forças de impulsão (1/s^2), que se obtém a partir da equação (6.53), $C_{\varepsilon 1}$ e $C_{\varepsilon 2}$ são constantes definidas empiricamente, que no modelo CFD utilizado tomam os valores típicos 1,44 e 1,92, respectivamente (-), f_1 e f_2 são factores de turbulência (-) e C_B é uma constante que toma o valor unitário quando $P_B > 0$, e é nula caso contrário (-).

$$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (6.52)$$

onde g_i é a componente da aceleração da gravidade segundo a direcção x_i (m/s^2), e σ_B é uma constante que toma o valor 0,9 (-).

As equações acima definidas descrevem escoamentos laminares, turbulentos e de transição de regime laminar para turbulento e vice-versa (MENTOR GRAPHICS, 2008).

A solução obtida pela maioria dos modelos CFD, para escoamentos turbulentos resulta de modelos de turbulência que são apenas aproximações do fenómeno físico real, e que dependem de dados empíricos para a determinação de várias constantes que fazem parte dos modelos de turbulência. Assim, todas as soluções obtidas por modelos CFD para escoamentos turbulentos estão sujeitas a imprecisões, embora alguns cálculos sejam razoáveis em algumas aplicações de engenharia (WENDT, 2009).

6.4 Modelo CFD 3D utilizado

6.4.1 Técnica para obtenção da solução numérica

A técnica para obtenção da solução numérica empregue pelo modelo CFD utilizado, não requer do utilizador conhecimento significativo relativo à construção da malha computacional, e aos métodos numéricos base. No entanto, a técnica standard para obtenção da solução numérica requer demasiados recursos computacionais, no caso do modelo geométrico ou do campo de escoamento a calcular apresentar níveis de complexidade significativos. Pelo que, nesses casos é conveniente recorrer às opções do modelo que permitem o ajustamento dos valores dos parâmetros, que regem a técnica para

obtenção da solução numérica. O modelo CFD utilizado resolve as equações que regem a dinâmica computacional de fluidos com recurso ao método de volume finito FVM (Finite Volume Method), numa malha computacional rectangular construída no sistema de coordenadas cartesianas. A malha é constituída por planos ortogonais aos eixos do sistema de coordenadas cartesianas e é refinada localmente na interface sólido – fluido e, se necessário também, em regiões do fluido especificadas pelo utilizador, e nas superfícies sólido – sólido. Durante o cálculo a malha também pode ser refinada na região do fluido.

Os valores de todas as variáveis físicas que determinam o campo do escoamento (como pressões e velocidades), são guardados nos centros de cada célula da malha. Uma vez que o modelo recorre ao método numérico FVM, as equações são discretizadas na forma conservativa. As derivadas espaciais são aproximadas por operadores implícitos de diferenças com precisão de segunda ordem. As derivadas temporais são aproximadas pelo método de Euler implícito de primeira ordem. A viscosidade do método numérico é desprezável em relação à viscosidade do fluido (MENTOR GRAPHICS, 2008).

Nos métodos numéricos é importante que as leis da conservação na forma integral sejam representadas com exatidão. Para tal, o melhor método é discretizar a forma integral das equações e não a forma diferencial. Esta é a base do método FVM. Neste método, o domínio do escoamento é subdividido num conjunto de células, que não se sobrepõem e que cobrem a totalidade do domínio. As leis da conservação são aplicadas para determinar as variáveis do escoamento em alguns pontos discretos das células, designados por nós e localizados usualmente nos centros, vértices ou nos pontos médios das faces das células. Este método inclui ainda a escolha dos volumes nos quais são aplicadas as leis da conservação, que não precisam de coincidir com as células da grelha, e podem ser sobrepostos. O termo volume designa o volume de controlo ao qual são aplicadas as leis de conservação, ou seja está relacionado com a determinação do valor da função, enquanto o termo célula designa um elemento da malha, ou seja está relacionado com a discretização da geometria. Um requisito de coerência para as células é que não se sobreponham e que abranjam a totalidade do domínio. Os volumes podem sobrepor-se, pelo que se formam famílias de volumes. Cada família deve consistir de volumes não sobrepostos que abranjam a totalidade do domínio. O requisito de coerência é que o fluxo de saída de um volume deve entrar noutro. O método FVM tenta combinar a flexibilidade geométrica na escolha da malha, com a flexibilidade na definição do campo do escoamento, ou seja dos valores discretos das variáveis dependentes e dos respectivos fluxos, o que o torna um método atractivo nas aplicações de engenharia (WENDT, 2009).

6.4.2 Malha computacional

A malha computacional do modelo CFD utilizado neste estudo é rectangular na totalidade do domínio computacional, sendo os lados das células da malha ortogonais aos eixos do sistema de coordenadas cartesianas, e não são adequadas à interface sólido – fluido. Como resultado a interface sólido – fluido corta as células da malha localizadas na vizinhança da fronteira sólida. Estas células que assentam na interface sólido – fluido, parcialmente na região de fluido e parcialmente na região de sólido, designam-se por células parciais. No entanto, o modelo apresenta medidas que possibilitam que os fluxos de massa e calor sejam adequadamente considerados nas células parciais. O domínio computacional envolve a totalidade do modelo geométrico, é um paralelipípedo rectangular automaticamente construído pelo modelo, e pode ser alterado pelo utilizador. Os planos que constituem a fronteira do modelo computacional são ortogonais aos eixos do sistema de coordenadas cartesianas.

A malha computacional é construída de acordo com as fases que se descrevem em seguida. Em primeiro lugar é construída uma malha básica. Para tal, o domínio computacional é dividido em camadas por planos ortogonais aos eixos do sistema de coordenadas cartesianas, designados por planos da malha básica. O utilizador pode especificar o número de planos da malha básica, e o espaçamento entre eles ao longo de cada eixo. Adicionalmente, para reorganizar os planos da malha básica e para expandir ou contrair localmente as células da mesma, o utilizar pode especificar o posicionamento de outros planos, designados por planos de controlo, entre os planos da malha básica. O uso de planos de controlo permite melhorar a adaptação da malha ao modelo geométrico, e assim o cálculo do campo de escoamento. A malha básica é determinada apenas pelo domínio computacional e não depende da interface sólido – fluido.
Seguidamente, as células da malha básica que intersectem a interface sólido – fluido são divididas uniformemente em células de menor dimensão, de modo a incluir esta interface por meio de células da malha de dimensão especificada pelo utilizador, em relação às células da malha básica. Na referida divisão de células é utilizado o seguinte procedimento: cada uma das células da malha básica que intersectem a interface sólido – fluido é subdividida uniformemente em oito células filhas. Cada uma das células filhas que intersectem a interface sólido – fluido é por sua vez dividida em mais oito células filhas, e assim sucessivamente até que seja atingida a dimensão especificada da célula.

Na próxima fase de construção da malha computacional procede-se ao refinamento da malha obtida na interface sólido – fluido pelo procedimento anterior. Este refinamento é feito de modo a satisfazer o critério designado por curvatura da interface sólido – fluido. Este critério estabelece que o ângulo máximo entre as normais às superfícies no interior de uma célula, não deve exceder um determinado limite, caso contrário a célula é dividida em oito novas células. Finalmente, a malha anteriormente obtida é refinada no domínio computacional de modo a satisfazer o critério designado por critério de passagem estreita de

escoamento. Segundo este critério, considerando para cada uma das células que assentam na interface sólido – fluido, a linha normal a essa interface e com inicio no centro dessa célula, o número de células da malha, incluindo as células parciais, que assentem na região de fluido ao longo da referida linha, não deve ser inferior ao valor especificado para esse critério. Caso contrário, cada uma das células da malha nessa linha, é subdividida em oito células filhas.
Como resultado de todas as fases referidas de construção da malha, obtém-se uma malha computacional rectangular localmente refinada, que é depois usada como suporte para resolver as equações fundamentais

Atendendo a que todos os procedimentos de construção da malha acima referidos são efectuados antes do cálculo, a malha assim obtida ainda não possibilita a correcta resolução do campo do escoamento. Para superar este inconveniente a malha computacional pode ser refinada adicionalmente, em alturas especificadas durante o cálculo, de acordo com os gradientes espaciais da solução (tanto no fluido como no sólido). Como resultado, nas regiões de menores gradientes as células juntam-se, enquanto nas regiões de maiores gradientes dividem-se. As alturas durante o cálculo para refinamento da malha computacional, são especificadas quer automaticamente, quer manualmente pelo utilizador (MENTOR GRAPHICS, 2008).

6.4.3 Condições de fronteira

As condições de fronteira para escoamentos internos, ou seja no interior dos modelos geométricos, têm como objectivo especificar o valor das variáveis físicas que determinam o campo de escoamento, nas fronteiras de entrada e saída de escoamento nos modelos geométricos.

Nas simulações efectuadas, foram atribuídas condições de fronteira do tipo “pressure opening” ou “flow opening”, a todas as fronteiras de entrada e saída de escoamento nos modelos geométricos.
A condição de fronteira do tipo “pressure opening” permite especificar valores da pressão estática ou da pressão total, ou ainda atribuir o valor da pressão atmosférica, nas fronteiras de entrada ou saída do modelo. Recorre-se a esta condição quando a direcção e/ou a magnitude (velocidade ou caudal) do escoamento na fronteira de entrada ou saída do modelo não são conhecidos a priori, pelo que têm de ser calculados como parte da solução. Assim, em todas as simulações efectuadas sempre que se especificou uma condição de fronteira deste tipo, também se definiu na respectiva fronteira um objectivo do tipo “mass flow rate” ou “volume flow rate”, que constitui um meio para que o modelo calcule o caudal que atravessa essa fronteira, e permite também a verificação da conservação da massa.
Na aplicação do modelo CFD utilizado, a pressão estática P_s é definida pela equação (6.54).

$$P_s = \gamma(z + \frac{p}{\gamma}) \tag{6.53}$$

onde γ é o peso volúmico do fluido, no caso da água $\gamma = 9782,26\ N/m^3$, z é a cota geométrica em relação a um plano horizontal de referência (m), e p é a pressão num ponto do fluido (Pa).

Adicionalmente, a pressão estática é considerada pelo modelo como uma pressão absoluta. A pressão total P_t é definida pelo modelo CFD como a soma entre a pressão estática P_s e a pressão dinâmica P_d, expressa pela equação (6.55).

$$P_d = \gamma\left(\frac{U^2}{2g}\right) \tag{6.54}$$

onde U é a velocidade média do escoamento (m/s).

Pelo que a pressão total P_t é dada, no modelo CFD utilizado, pela equação (6.56).

$$P_t = \gamma\left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{U^2}{2g}\right) \tag{6.55}$$

A pressão atmosférica toma o valor $101325Pa$ para o fluido água, cuja massa volúmica e a viscosidade cinemática são constantes e iguais a $998,19\,kg/m^3$ e $1,01\times10^{-6}\,m^2/s$, respectivamente, à temperatura de 20°C.

A opção de especificar pressão estática, pressão total, ou ainda atribuir o valor da pressão atmosférica depende de qual delas é conhecida, pelo que depende das características do sistema em análise. Na maioria dos casos não se conhece a pressão estática, mas se a fronteira de entrada ou saída do modelo ligar o domínio computacional a um espaço exterior onde se conheça a pressão, então é conhecida a pressão estática na fronteira. O modelo CFD interpreta a condição de pressão atmosférica como uma condição de pressão total, quando a pressão atmosférica é especificada em fronteiras de entrada do escoamento, ou como uma condição de pressão estática, quando a pressão atmosférica é especificada em fronteiras de saída do escoamento.

Adicionalmente, a condição de fronteira do tipo “pressure opening” permite especificar a temperatura do fluido, parâmetros de turbulência e paramtros relativos à camada limite.

Os parâmetos de turbulência que podem ser especificados são k energia cinética turbulenta (J/kg), e ε a dissipação turbulenta (W/kg), relativos ao modelo de turbulência $k-\varepsilon$ anteriormente definido. Em todas as simulações foram considerados para estes parâmetros os valores definidos por defeito pelo modelo CFD. Em relação à camada limite apenas é possível especificar o respectivo tipo, laminar ou turbulenta, sendo que em todas as simulações se optou por uma camada limite do tipo turbulenta.

A condição de fronteira do tipo "flow opening" permite especificar a velocidade, o caudal mássico e/ou o caudal volúmico através de uma fronteira de entrada ou saída do escoamento. Ao especificar-se um parâmetro como sendo de entrada ou de saída, está também a definir-se a direcção do escoamento em relação ao modelo geométrico. Adicionalmente, quando se atribui uma condição de fronteira do tipo "flow opening" a uma fronteira de entrada, para especificar o caudal mássico ou volúmico, é possível especificar adicionalmente: (1) temperatura do fluido, (2) parâmetros relativos à turbulência e à camada limite referidos, (3) direcção dos vectores do escoamento, e (4) perfil de velocidades à entrada. Sendo que em todas as simulações se optou por vectores de escoamento normais à fronteira e por um perfil de velocidades uniforme. Quando se atribui uma condição de fronteira do tipo "flow oppening" a uma fronteira de entrada, para especificar a velocidade do escoamento, é possível especificar: (1) temperatura do fluido, (2) parâmetros relativos à turbulência referidos, (3) parâmetros relativos à camada limite referidos e adicionalmente, a respectiva espessura, e a velocidade e temperatura do escoamento exterior à camada limite (em todas as simulações adoptaram-se para estes parâmetros os valores definidos por defeito pelo modelo CFD), e (4) direcção dos vectores de escoamento. Sendo que em todas as simulações se optou por vectores de escoamento normais á fronteira e por um perfil de velocidades uniforme.

A condição de fronteira do tipo "flow opening" atribuída a uma fronteira de saída, permite especificar a velocidade, o caudal mássico e/ou o caudal volúmico, e a direcção dos vectores de escoamento. Sendo que em todas as simulações se optou por vectores de escoamento normais á fronteira.

Os modelos geométricos representativos de circuitos hidroeléctricos (que incluem turbina, respectivos componentes, difusor e canal de restituição), analisados no âmbito desta dissertação, são constituídos por componentes com rotação rodeados de outros sem rotação. Para simular o escoamento nos componentes com rotação destes modelos geométricos, o modelo CFD utilizado não possibilita a execução dos cálculos em relação a um referencial de rotação global. Pelo que, nestes modelos, as simulações de escoamento foram efectuadas em relação a um referencial de rotação local que roda com o rotor ou com o impulsor no caso da bomba – turbina analisada.

Para simular o escoamento nestes modelos geométricos, em que a rotação é apenas local, com recurso ao modelo CFD, é necessário construir um componente geométrico, a adicionar ao modelo geométrico

em análise, denominado “rotating region”, que permite analisar o escoamento nos componentes com rotação. À “rotating region” é associado um referencial de rotação local, que roda com o componente com rotação. O escoamento dentro da “rotating region” é calculado em relação ao referencial local da “rotating region”. Este componente geométrico que define a “rotating region” tem de ser um sólido de revolução cujo eixo de revolução seja coincidente com o eixo de rotação do componente com rotação. Cada componente sólido com rotação deve ser rodeado por uma “rotating region” que seja axissimétrica em relação ao eixo de rotação do componente, e que apresente o seu próprio sistema de coordenadas a rodar em conjunto com o componente. A “rotating region”, deve satisfazer os seguintes requisitos:

1) Permitir que o componente com rotação seja completamente incluído dentro da “rotating region”;

2) Apresentar axissimetria em relação ao eixo de rotação do componente com rotação;

3) As fronteiras da “rotating region” com outras regiões de fluido e de sólido, também devem apresentar axissimetria em relação ao eixo de rotação, uma vez que estas são cortadas, por meio de planos paralelos, em camadas de igual espessura. Os valores dos parâmetros que traduzem o campo do escoamento são transferidos a partir das regiões do escoamento adjacentes para a fronteira da “rotating region”, como condições de fronteira, para tal é feita a média circunferencial desses valores ao longo das referidas camadas. Adicionalmente, o campo do escoamento deve apresentar axissimetria, em relação ao eixo de rotação, na fronteira da “rotating region”;

4) Os componentes geométricos adicionais relativos a diferentes “rotating regions” não podem intersectar-se;

5) As fronteiras da “rotating region” não podem coincidir com as fronteiras de outros componentes geométricos circundantes, porque a malha não permite efectuar cálculos na região em que as fronteiras coincidam;

6) O componente relativo à “rotating region” e os componentes geométricos circundantes podem intersectar-se, mas nesse caso os componentes circundantes ou a parte deles que assente no interior da “rotating region”, tem também de apresentar axissimetria em relação ao eixo de rotação (coincidente com o eixo de revolução);

7) O escoamento na fronteira da “rotating region” também deve apresentar axissimetria em relação ao eixo de rotação;

Para satisfazer este requisito a geometria da “rotating region” deve adaptar-se ao modelo geométrico, onde se simula o escoamento, de modo a minimizar a influência de perturbações locais não axissimétricas. Nesse sentido, a fronteira da “rotating region” deve assentar, sempre que possível, no interior dos componentes sólidos em vez de nas passagens estreitas de escoamento, e se o componente com rotação for o rotor de uma turbina deve deixar-se um espaço razoável entre a fronteira da “rotating region” e as arestas exteriores das pás do rotor.

8) A forma geométrica da “rotating region” deve ser definida tendo em conta a direcção do escoamento na respectiva fronteira. Assim, a forma geométrica da “rotating region” deve permitir que a direcção do escoamento seja o mais possível perpendicular à fronteira da “rotating region”.

Quando se especifica uma “rotating region”, atribuindo-lhe um componente geométrico e uma velocidade angular de rotação, o modelo CFD utilizado assume que todas as paredes do modelo geométrico que assentem dentro da “rotating region”, na totalidade ou em parte, rodam com a mesma velocidade angular de rotação especificada para a “rotating region”.

Para definir, uma das paredes que assenta no interior da “rotating region”, como estacionária, recorre-se a uma condição de fronteira do tipo “stator real wall”. Aplicar a essa parede, a referida condição de fronteira, é o mesmo que especificar na parede, velocidade igual a zero em relação ao referencial absoluto.

A condição de fronteira do tipo “real wall”, permite especificar para as faces da parede em contacto com o fluido, valores para a rugosidade e temperatura da parede. Adicionalmente, permite especificar para as referidas faces, valores de velocidade tangencial, para possibilitar a simulação do movimento de translação ou rotação da parede.

6.4.4 Convergência e precisão da solução

Uma vez que o modelo CFD utilizado é baseado na resolução das equações de Navier – Stokes dependentes do tempo, os escoamentos em regime permanente são simulados por meio de uma aproximação ao regime permanente. Para obter a solução de regime permanente mais rapidamente, o modelo CFD utilizado aplica, sobre o domínio computacional, um método de incrementos de tempo locais. Adicionalmente, o modelo recorre a um método multi – malha, para acelerar a convergência da solução e suprimir flutuações.

A determinação adequada do instante de finalização da simulação é importante, tendo em conta que no modelo CFD utilizado, os escoamentos permanentes são simulados por meio de uma aproximação de

regime permanente. Se a simulação for terminada demasiado cedo, ou seja antes de ser atingida a solução de regime permanente, a solução obtida pode depender das condições iniciais especificadas, e como tal pode não ser suficientemente confiável.

No início da simulação o modelo considera qualquer problema de escoamento permanente como um problema de escoamento variável, e durante o cálculo efectua iterações considerando um passo de cálculo determinado internamente, no sentido de atingir uma solução de regime permanente.
Deste modo, é necessário considerar um critério para determinar que uma solução de regime permanente foi obtida, de modo a terminar a simulação. O modelo CFD utilizado contém critérios internos para finalizar o processo de simulação, e possibilita ao utilizador a especificação dos seus próprios critérios e condições de finalização do cálculo. Em todas as simulações efectuadas optou-se pelo mesmo critério de finalização designado por “Goals”. Para especificar o referido critério de finalização selecciona-se um parâmetro físico relevante para a simulação, e a respectiva convergência permite considerar que se obteve uma solução de regime permanente. Este critério permite optimizar o instante de finalização da simulação, e determinar valores mais precisos para os parâmetros físicos relevantes, que oscilam ao longo das iterações. Podem ser seleccionados vários parâmetros físicos, ou seja especificados vários critérios de finalização do tipo “Goals”, e considera-se que a solução só é obtida quando ocorrer a convergência de todos os critérios especificados. A especificação do critério do tipo “Goals” inclui a definição da dispersão, que é a diferença entre os valores máximo e mínimo do parâmetro associado ao critério, e do intervalo de análise ao longo do qual é determinada a referida diferença. O intervalo de análise é definido a partir da última iteração para iterações anteriores, e é o mesmo para todos os critérios do tipo “Goals” especificados. Logo que a dispersão obtida durante o cálculo se torne inferior à dispersão especificada, considera-se que o respectivo critério do tipo “Goals” convergiu.

Os valores definidos por defeito, pelo modelo CFD utilizado, para a dispersão e para o intervalo de análise dependem do valor especificado pelo utilizador para o parâmetro “Result resolution level”. A especificação do referido parâmetro consiste na escolha de um nível de 1 a 8. O nível 1 permite obter resultados mais rapidamente, mas o respectivo nível de precisão pode ser insuficiente. O nível 8 permite obter a maior precisão para os resultados, cuja convergência pode demorar um extenso período de tempo.

Os valores para a dispersão, definidos por defeito pelo modelo, dependem adicionalmente dos valores do parâmetro físico associado ao critério, calculados ao longo do intervalo de análise no domínio computacional, pelo que variam durante o cálculo.

A precisão da solução do problema do escoamento depende da adequação da malha computacional às regiões do modelo geométrico, em que o escoamento apresente comportamento não linear. Para estimar a precisão da solução é usual obter soluções por meio de várias malhas diferentes, a partir de malhas

mais grosseiras para malhas mais finas. Quando a diferença nos valores dos parâmetros físicos relevantes, entre as soluções obtidas sobre as malhas mais grosseiras e mais finas se torna desprezável, do ponto de vista do problema de engenharia, a solução estabiliza numericamente. Assim, considera-se atingida a precisão da solução do problema requerida para o resolver (MENTOR GRAPHICS, 2008).

7 Análise de resultados da modelação computacional

7.1 Acessórios

Os modelos geométricos, sobre os quais se pretende simular o escoamento, foram construídos por recurso a um software de desenho assistido por computador, CAD (Computer Aided Design), e posteriormente importados para o modelo CFD. Os modelos geométricos construídos resultam da reunião de um conjunto de componentes sólidos independentes. Este estudo começa por analisar a hidrodinâmica do escoamento em acessórios que ligam condutas de eixo rectilíneo em instalações hidráulicas, como circuitos hidroeléctricos ou circuitos de adução para abastecimento de água. Para proceder à simulação do escoamento em acessórios hidráulicos foram construídos os seguintes modelos geométricos: (1) cotovelo a 45° e 90°, (2) curva a 45° e 90°, (3) estreitamento suave e brusco, (4) alargamento suave e brusco, e (5) bifurcação. A montante e a jusante de cada um destes modelos foram ligados trechos de condutas de eixo rectilíneo.

7.1.1 Considerações gerais e procedimento para a obtenção de resultados

O objectivo da simulação é avaliar perdas de carga resultantes das singularidades presentes nas instalações hidráulicas, e obter os padrões da hidrodinâmica do escoamento em função da geometria da singularidade.

Todas as simulações são efectuadas considerando o escoamento em regime permanente. Analisam-se diferentes condições de escoamento, no sentido de determinar coeficientes de perda de carga, e de analisar distribuições de velocidade e de pressão, zonas de separação do escoamento e respectivas intensidades de turbulência, e a possibilidade de ocorrência de cavitação.

O modelo CFD utilizado inclui um procedimento automático para construção da malha de cálculo inicial, que pode ser posteriormente refinada durante o cálculo, regido por parâmetros cujos valores são definidos pelo utilizador. O primeiro desses parâmetros, nível da malha inicial, permite ao modelo definir o número de células da malha inicial e o procedimento por defeito de refinamento da malha nas passagens de escoamento mais estreitas do modelo geométrico. Para este parâmetro pode escolher-se um valor inteiro de 1 a 8, sendo que um nível superior dá origem a células mais finas requerendo maiores recursos computacionais. Ao segundo parâmetro, especificação manual da dimensão mínima das passagens de escoamento do modelo geométrico, é atribuído um valor com dimensão de comprimento. Este parâmetro influencia a resolução pela malha inicial das passagens de escoamento mais estreitas do modelo geométrico. O último parâmetro, especificação manual da espessura mínima das paredes do modelo geométrico, influencia o refinamento da malha, durante o cálculo, no interior das paredes do modelo

geométrico. O segundo e terceiro parâmetros têm influência num mesmo parâmetro, definido automaticamente pelo modelo, e designado por dimensão característica das células. Por defeito o modelo gera a malha de cálculo inicial, de modo a ter um mínimo de duas células por valor especificado para a dimensão mínima das passagens de escoamento. O número de células por dimensão mínima das passagens de escoamento depende não linearmente do parâmetro nível da malha inicial e não pode ser inferior a dois. Por sua vez, o parâmetro, espessura mínima das paredes do modelo geométrico, induz o modelo CFD utilizado a criar uma malha inicial com duas células por valor especificado para a espessura mínima das paredes, independentemente do nível da malha inicial especificado.

Assim, é atribuído um valor a cada um dos parâmetros referidos de modo a que o modelo CFD utilizado defina automaticamente o parâmetro dimensão característica das células, e construa por defeito, ou seja automaticamente, a malha de cálculo inicial. Os valores são atribuídos aos parâmetros tendo em vista a obtenção de malhas de resolução ajustada às características dos modelos geométricos, e que permitam a obtenção de resultados com um nível de exactidão satisfatório sem que sejam necessários recursos computacionais significativos. Nesta análise da hidrodinâmica do escoamento em acessórios, não se procede durante o cálculo ao refinamento da malha de cálculo inicial, construída automaticamente pelo modelo CFD.

As condições de fronteira são atribuídas às secções de entrada e saída de escoamento no modelo geométrico, assim define-se na secção de entrada da conduta de montante um valor de caudal, e na secção de saída da conduta de jusante um valor de pressão total.

7.1.2 Cotovelos e curvas

Construíram-se cotovelos e curvas para a mudança na direcção do escoamento em 45° e 90°, com diâmetro D e no caso das curvas com raio de curvatura r. Os trechos de conduta de eixo rectilíneo apresentam comprimentos $L \text{ e } 2L$, respectivamente a montante e a jusante dos cotovelos e curvas.

Para avaliar a perda de carga localizada ΔH nas singularidades, recorre-se ao modelo CFD para determina o valor da pressão total P_t em secções a montante e a jusante da singularidade, e á expressão (7.1).

$$\Delta H = \frac{P_{t,m} - P_{t,j}}{\gamma} \tag{7.1}$$

onde $P_{t,m}$ é a pressão total numa secção a montante da singularidade (Pa), e $P_{t,j}$ é a pressão total numa secção a jusante da singularidade (Pa).

Adicionalmente, determina-se o coeficiente de perda de carga localizada K em cada singularidade a partir da expressão (7.2) e por recurso ao modelo CFD, para o cálculo do valor da velocidade U numa secção considerada de referência.

$$K = \frac{\Delta H 2g}{U^2} \tag{7.2}$$

Os resultados de ΔH e K, obtidos para os cotovelos e curvas e apresentados na Tabela 7.1, mostram que as curvas permitem a mudança de direcção do escoamento com menores perdas de carga, dada a respectiva forma mais hidrodinâmica.

Tabela 7.1: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para as curvas e cotovelos.

	Cotovelo 45°	Cotovelo 90°	Curva 45°	Curva 90°
$\Delta H(m)$	0,04	0,41	0,03	0,07
$K(-)$	0,07	0,68	0,06	0,12

O modelo CFD utilizado permite a visualização da distribuição de diferentes parâmetros físicos, como a pressão e a velocidade, em planos que intersectem o modelo geométrico, e das trajectórias do escoamento no interior do mesmo, o que facilita a análise do comportamento do escoamento.

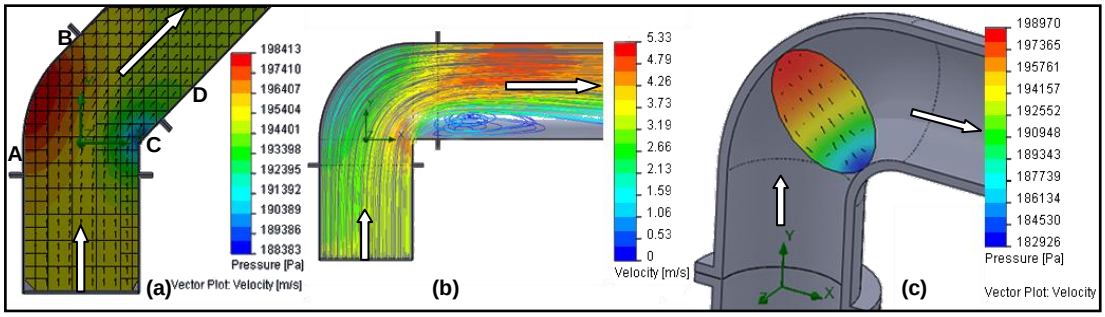


Figura 7.1: Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao cotovelo a 45°, (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do cotovelo a 90°, e (c) num plano transversal à curva a 90°.

Como se observa pela Figura 7.1(a) a pressão aumenta junto ao extradorso do cotovelo, entre A e B, e reduz-se junto ao intradorso do mesmo, atingindo um mínimo em C e aumentando até D. Assim, entre A e B e entre C e D tem-se um gradiente de pressões positivo, ou seja a pressão aumenta no sentido do escoamento. Como mostra a Figura 7.1(b), ao referido gradiente de pressões corresponde um gradiente de velocidades negativo. Esta variação da pressão e da velocidade geram condições para que ocorra a separação do escoamento, em relação às paredes do modelo, entre A e B e entre C e D, visível na Figura 7.1(b). Na região de separação ocorre dissipação de energia uma vez que na mesma se verifica rotacionalidade do escoamento (Figura 7.1(b)) com intensidade de turbulência associada. A distribuição vectorial de velocidade no plano transversal à curva a 90°, representada na Figura 7.1(c), mostra um duplo vórtice que resulta do aumento de pressão e correspondente diminuição da velocidade, no

extradorso da curva, e da diminuição de pressão e correspondente aumento da velocidade, no intradorso da mesma. Este diferencial de pressões e o movimento espiral do duplo vórtice são uma causa da dissipação de energia em curvas

O modelo CFD permite determinar a variação de parâmetros físicos que caracterizam o campo de escoamento, designadamente velocidade e pressão estática, ao longo de trechos localizados no interior do modelo físico. No decorrer desta análise, os trechos ao longo dos quais se mostra a variação de parâmetros físicos, designam-se genericamente por ij, onde i é o ponto de origem do trecho ij, e j é o ponto final do mesmo trecho. Os Gráficos 7.1 encontram-se adimensionalizados, sendo $v = V/V_{máx}$ onde V é a velocidade em cada ponto de cada um dos trechos (m/s), e $V_{máx}$ é a velocidade máxima verificada em cada trecho (m/s), e sendo $p = P/P_{máx}$ onde P é a pressão estática em cada ponto de cada um dos trechos (Pa), e $P_{máx}$ é a pressão estática máxima verificada em cada trecho (Pa).

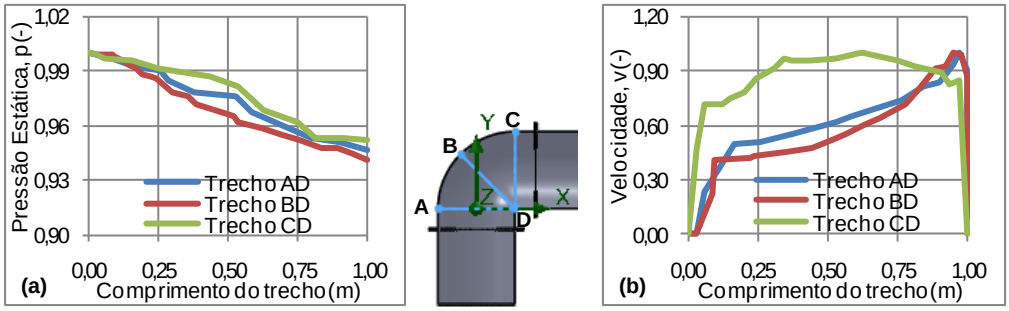


Gráfico 7.1: (a) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos AD, BD, e CD do cotovelo a 90°. (b) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AD, BD, e CD do cotovelo a 90°.

O Gráfico 7.1(a) mostra o aumento de pressão estática do intradorso para o extradorso da cotovelo, o que está de acordo com a Figura 7.1(c). No Gráfico 7.1(b) verifica-se que os valores da velocidade são reduzidos na região adjacente às paredes do modelo em resultado das tensões tangenciais viscosas mais significativas nessa região, denominada camada limite. Observando ambos os gráficos conclui-se que o escoamento passa os trechos referidos com comportamento irrotacional (Figura 7.1(b)), uma vez que a pressão estática e a velocidade apresentam variação inversa ao longo dos mesmos. No trecho CD do Gráfico 7.1(b) verifica-se uma redução da perturbação causada no escoamento pelo cotovelo, uma vez que este trecho apresenta uma distribuição de velocidades mais regular.

7.1.3 Estreitamentos e alargamentos bruscos e suaves

Construíram-se alargamentos e estreitamentos bruscos e suaves em que os diâmetros $D e d$ das condutas de maior e menor secção transversal, respectivamente, obedecem à relação $d = 3/4 D$. As

transições suaves apresentam comprimento de $1m$, e ligam condutas de montante e jusante com igual comprimento. Os valores de ΔH e K determinados pelo modelo CFD para estes alargamentos e estreitamentos bruscos e suaves, apresentam-se na Tabela 7.2. Por leitura da Tabela 7.2 conclui-se que a maior perda de carga localizada resulta do estreitamento brusco, e que as perdas de carga relativas às transições suaves são inferiores às que se verificam nas transições com forma geométrica brusca.

Tabela 7.2: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para os alargamentos e estreitamentos bruscos e suaves.

	Estreitamento brusco	Estreitamento suave	Alargamento brusco	Alargamento suave
$\Delta H(m)$	0,69	0,02	0,49	0,16
$K(-)$	0,42	0,01	0,30	0,10

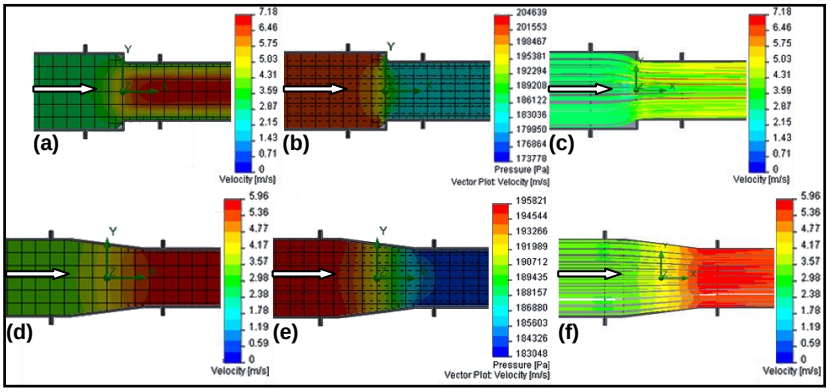


Figura 7.2: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) em planos longitudinais, (a) estreitamento brusco, e (d) ao estreitamento suave. Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais, (b) ao estreitamento brusco, e (e) ao estreitamento suave. Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo, (c) do estreitamento brusco, e (f) do estreitamento suave.

Na Figura 7.2 verifica-se que nos estreitamentos, em que o escoamento é acelerado, o gradiente de pressões é negativo no sentido do mesmo, pelo que não ocorre separação da camada limite mas as condições de escoamento são favoráveis à ocorrência de cavitação. As trajectórias do escoamento são convergentes até a secção contraída (C) (Figuras 7.2(c) e (f)), e divergem para jusante da mesma secção. As Figuras 7.2(c) e (f) mostram a secção contraída (C) e a zona de separação do escoamento, entre a mesma secção e a parede da conduta de jusante, onde se formam vórtices turbulentos nos quais ocorre dissipação de energia. A perda de carga provocada localmente no escoamento pelo estreitamento, resulta essencialmente da referida separação do escoamento, e do alargamento da secção da veia líquida (Figuras 7.2(c) e (f)), que ocorre para jusante da secção contraída.

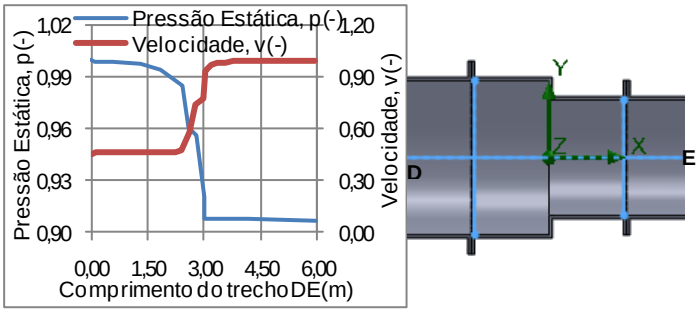


Gráfico 7.2: Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho longitudinal DE.

O Gráfico 7.2 encontra-se adimensionalizado, sendo $p(-)$ e $v(-)$ definidos da mesma forma, usada para adimensionalizar os Gráficos 7.1. O Gráfico 7.2 confirma a Figura 7.2, uma vez que mostra o aumento da velocidade e a diminuição da pressão estática no sentido do escoamento, o que justifica o comportamento irrotacional do mesmo visível nas Figuras 7.2(c) e (f).

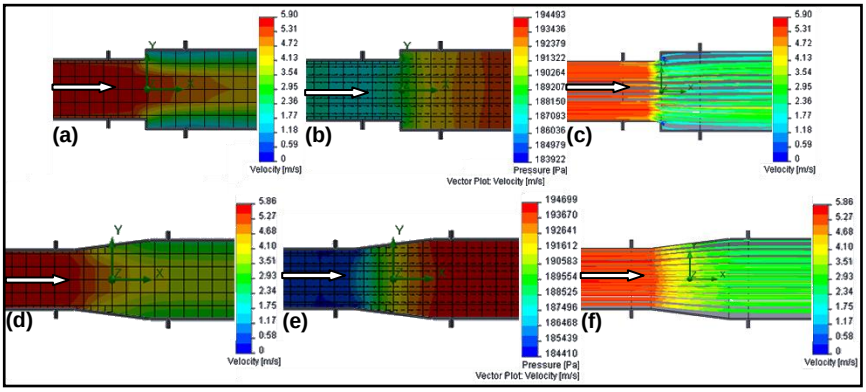


Figura 7.3: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) em planos longitudinais, (a) alargamento brusco, e (d) ao alargamento suave. Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais, (b) ao alargamento brusco, e (e) ao alargamento suave. Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo, (c) do alargamento brusco, e (f) do alargamento suave.

Na Figura 7.3 verifica-se um gradiente positivo de pressões no sentido do escoamento, conjuntamente com uma redução da velocidade, mais significativa junto às paredes da conduta a jusante da secção do alargamento. Esta variação da pressão e da velocidade é a causa da separação do escoamento, visível nas Figuras 7.3(c) e (f), de que resulta a dissipação de energia no alargamento. Na zona de separação do escoamento formam-se vórtices turbulentos, tal como se observa nas Figuras 7.3(c) e (f), com forte efeito dissipativo. Comparando as Figuras 7.3(a) e (b) com as Figuras 7.3(d) e (e), observa-se que para o alargamento suave a variação da pressão e da velocidade é mais gradual, o que justifica os valores mais reduzidos da perda de carga obtidos neste caso. A geometria do alargamento suave permite que o escoamento passe a transição, da área de secção transversal menor para a maior, seguindo as fronteiras sem que ocorra significativa separação do escoamento.

Os Gráficos 7.3 e 7.4 encontram-se adimensionalizados, sendo $p(-)\,\mathrm{e}\,v(-)$ definidos da mesma forma, usada para adimensionalizar os Gráficos 7.1.

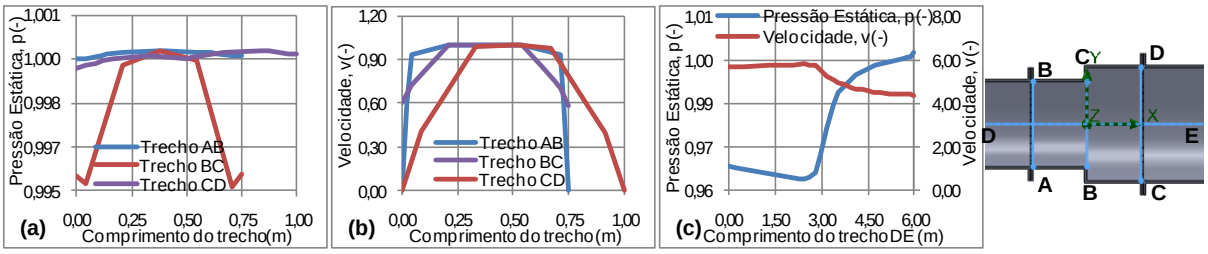


Gráfico 7.3: Alargamento brusco. (a) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos AB, BC, e CD. (b) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, e CD. (c) Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho DE.

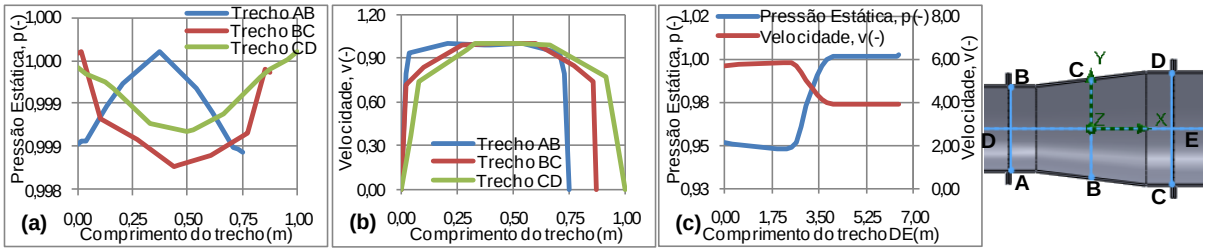


Gráfico 7.4: Alargamento suave. (a) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos AB, BC, e CD. (b) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, e CD. (c) Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho DE.

Por observação dos Gráficos 7.3(a) e 7.4(a), conclui-se que a variação de pressão ao longo dos vários trechos é praticamente nula, assim a pressão varia apenas longitudinalmente. Nos Gráficos 7.3(b) e 7.4(b) observa-se uma significativa uniformidade no perfil de velocidades do trecho AB, e uma redução da mesma para jusante, sendo esta redução mais notória no caso do alargamento brusco. Em consequência da separação do escoamento o nível das flutuações turbulentas da velocidade aumenta para jusante, e por conseguinte a uniformidade do perfil de velocidades diminui no mesmo sentido. No caso do alargamento brusco a velocidade não se anula nas extremidades do trecho BC, uma vez que o escoamento ao sair da conduta de montante não segue as paredes do modelo, separando-se das mesmas. Os Gráficos 7.3(c) e 7.4(c) mostram que o escoamento é irrotacional para jusante, uma vez que a pressão estática e a velocidade variam de forma inversa ao longo do trecho DE.

7.1.4 Bifurcação

Para proceder à análise da hidrodinâmica do escoamento numa bifurcação, construiu-se o modelo geométrico representado na Figura 7.4, no qual os diâmetros $D\,\mathrm{e}\,d$ da conduta de montante e de cada uma das derivações, respectivamente, obedecem à relação $d = 3/5\,D$. Neste modelo a conduta é ligada a cada uma das derivações por meio de uma transição suave. As condições de fronteira são atribuídas

às secções de entrada e saída do escoamento no modelo geométrico, de modo a garantir o cumprimento da lei de conservação da massa. Tal como se apresenta na Figura 7.4, define-se na secção de entrada da conduta de montante (E) um caudal de $5 m^3/s$, na secção de saída de uma derivação (S1) uma pressão estática de $2\times10^5 Pa$, e na secção de saída da outra derivação (S2) define-se um caudal de $2.5 m^3/s$.

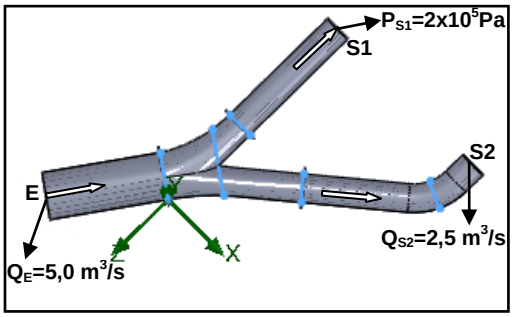


Figura 7.4: Modelo geométrico da bifurcação e condições de fronteira para simulação do escoamento por recurso ao modelo CFD.

Os resultados de ΔH e K, obtidos pelo modelo CFD para a bifurcação e apresentados na Tabela 7.3, são muito reduzidos, uma vez que as condições de escoamento de E para S1 e de E para S2 são bastante semelhantes às que se verificam num estreitamento suave. Assim, a forma geométrica da transição suave construída pode considerar-se hidrodinâmica, uma vez que permite reduzir a perda de carga.

Tabela 7.3: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para a bifurcação.

	De E para S1	De E para S2
$\Delta H(m)$	0,008	0,007
$K(-)$	0,032	0,026

Os valores de ΔH e K, para os dois sentidos de escoamento, são bastante semelhantes, porque o caudal definido como condição de fronteira na secção (E), é igualmente repartido por ambas as derivações, e porque estas apresentam igual diâmetro d.

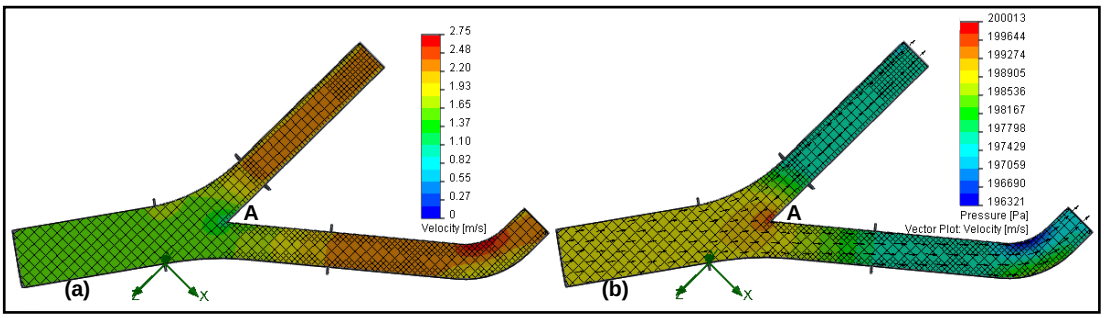


Figura 7.5: Bifurcação. (a) Distribuição do módulo da velocidade (m/s) num plano longitudinal à bifurcação, e (b) distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à bifurcação.

Tanto de E para S1 como de E para S2 o escoamento é acelerado, tal como se observa na Figura 7.5(a), e apresenta um gradiente negativo de pressões (Figura 7.5(b)), pelo que não ocorre separação com dissipação de energia e o comportamento do escoamento é irrotacional. Em consequência da redução da pressão para jusante deve evitar-se a ocorrência de cavitação. O ponto A representado na Figura 7.5, onde ocorre a derivação das linhas de corrente, constitui um ponto de estagnação do escoamento, uma vez que apresenta um valor mínimo de velocidade e máximo de pressão estática. A montante da secção (S2) verificam-se as características da hidrodinâmica do escoamento em curvas.

7.2 Válvulas de controlo de caudal

7.2.1 Considerações gerais e procedimento para a obtenção de resultados

Neste estudo também se procede à analisa da hidrodinâmica do escoamento em válvulas de controlo de caudal, que constituem órgãos hidromecânicos de operação e segurança de instalações hidráulicas, como circuitos hidroeléctricos ou circuitos de adução para abastecimento de água. Para caracterizar a forma geométrica da fronteira sólida das válvulas de controlo de caudal, foram construídos os seguintes modelos geométricos, onde é simulada a hidrodinâmica do escoamento: (1) válvula de cunha, (2) válvula de globo, (3) válvula esférica, e (4) válvula de borboleta.

O objectivo destas simulações é obter a variação do coeficiente de perda de carga localizada nas válvulas analisadas em função do grau de abertura das mesmas, obter a distribuição de parâmetros físicos descritivos da hidrodinâmica do escoamento em planos que intersectem o modelo geométrico, e estimar a extensão de regiões susceptíveis à ocorrência de cavitação, e a intensidade de cavitação para diferentes graus de abertura das válvulas analisadas.

Nas simulações efectuadas analisam-se várias condições de escoamento para diferentes posições do obturador das válvulas. Assim, no caso das válvulas com movimento linear do obturador (válvula de

cunha e de globo) analisa-se o escoamento para diferentes graus de abertura, e nas válvulas com movimento angular do mesmo (válvula esférica e de borboleta) analisa-se o escoamento para diferentes ângulos de abertura, medidos em relação à posição de válvula totalmente fechada. Todas as simulações são efectuadas considerando o escoamento em regime permanente, uma vez que o parâmetro grau de abertura da válvula é mantido constante durante o período de simulação.

Para permitir ao modelo CFD a geração automática da malha de cálculo inicial é atribuído um valor a cada um dos parâmetros, que regem o procedimento automático seguido pelo modelo CFD para a construção da referida malha. Para cada um dos parâmetros são determinados valores que permitam obter malhas de resolução adequada às características dos modelos geométricos, por meio da utilização de recursos computacionais não muito significativos, possibilitando assim a obtenção de resultados com um nível de exactidão satisfatório. Não se procede durante o cálculo ao refinamento da malha de cálculo inicial, construída automaticamente pelo modelo CFD.

As condições de fronteira são definidas nas secções de entrada e saída do escoamento, assim aos vários modelos geométricos representativos de válvulas de controlo de caudal, atribuí-se um caudal à secção de entrada, e uma pressão estática igual à pressão atmosférica, ou seja com o valor de $101325\,Pa$, à secção de saída.

7.2.2 Válvula de cunha

Construiu-se um modelo geométrico representativo de uma válvula de cunha, e ligaram-se a montante e a jusante do mesmo, duas condutas de eixo rectilíneo de igual comprimento L e com diâmetro D igual ao da válvula. Para determinar a perda de carga localizada ΔH, e o respectivo coeficiente de perda de carga K_V nas válvulas, por recurso ao modelo CFD, segue-se o mesmo procedimento apresentado para os acessórios. Assim, obtiveram-se os valores de ΔH e K_V, apresentados na Tabela 7.4 para diferentes graus de abertura, que permitiram o traçado do Gráfico 7.5 que traduz a variação do coeficiente de perda de carga localizada na válvula de cunha em função do grau de abertura da mesma.

Tabela 7.4: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para diferentes graus de abertura da válvula de cunha.

	Grau de abertura da válvula de cunha (%)				
	20	40	60	80	100
$\Delta H\,(m)$	31,09	4,44	1,06	0,40	0,16
$K_V\,(-)$	19,48	3,80	1,17	0,47	0,19

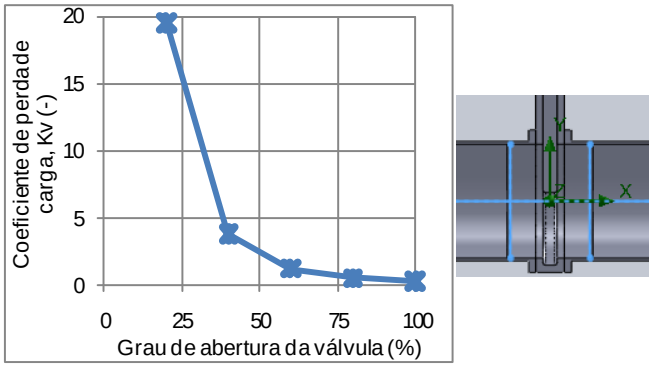


Gráfico 7.5: Variação do coeficiente de perda de carga localizada $K_V(-)$ na válvula de cunha em função do respectivo grau de abertura (%).

A Tabela 7.4 e o Gráfico 7.5 mostram que para a posição totalmente aberta, a perda de carga introduzida no escoamento pela válvula de cunha é reduzida. A forma geométrica da sede da válvula de cunha e das ranhuras que guiam o movimento do obturador, é tal que as secções de escoamento nas condutas de montante e jusante e na zona da válvula, são muito semelhantes, o que justifica os baixos valores obtidos para a perda de carga localizada na válvula na posição totalmente aberta.

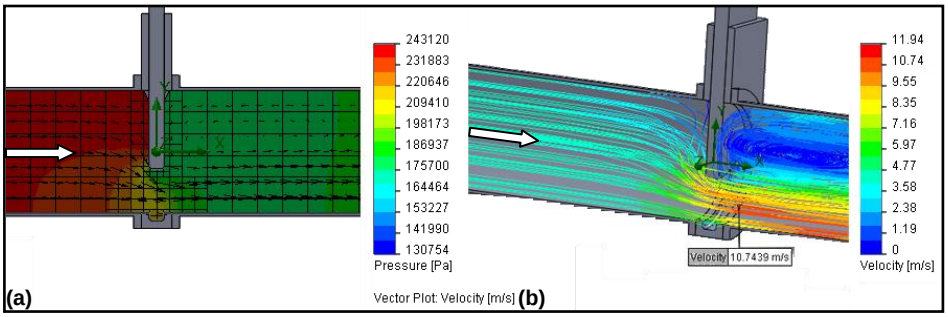


Figura 7.6: (a) Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à válvula de cunha para um grau de abertura de 40%. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo da válvula de cunha para um grau de abertura de 40%

Na Figura 7.6 observa-se a secção de escoamento contraída a jusante do obturador, que provoca a montante a convergência das linhas de corrente e a jusante a divergência das mesmas, que se verifica na Figura 7.6(b). À convergência das linhas de corrente está associado um aumento da velocidade (Figura 7.6(b)) e uma redução da pressão (Figura 7.6(a)), pelo que a montante do obturador não ocorre separação do escoamento significativa, como se observa na Figura 7.6(b). A jusante do obturador o comportamento do escoamento é semelhante ao que se verifica num alargamento, uma vez que ocorre divergência das linhas de corrente para jusante com diminuição da velocidade (Figura 7.6(b)), e aumento da pressão (Figura 7.6(a)). Assim, reúnem-se as condições para a ocorrência da zona de separação do escoamento, visível na Figura 7.6(b), onde a componente da velocidade no sentido do escoamento é muito reduzida e onde se formam vórtices turbulentos que provocam uma redução da pressão, o que justifica o comportamento rotacional do escoamento na zona de separação. Estes vórtices provocam a

dissipação de energia localizada na válvula, no entanto para este grau de abertura da válvula de cunha, a redução da pressão na zona de separação não é suficiente para que se atinja a pressão de saturação de vapor de água, tal como se observa na Figura 7.6(a), por conseguinte não se formam bolhas de vapor e não ocorre cavitação.

7.2.3 Válvula de globo

Procede-se à simulação do escoamento num modelo geométrico representativo de uma válvula de globo, ligada, a montante e a jusante, a duas condutas de eixo rectilíneo de igual comprimento L e com diâmetro D igual ao da válvula. Os valores de ΔH e K_V obtidos para diferentes graus de abertura, encontram-se na Tabela 7.5, e o Gráfico 7.6 apresenta a variação do coeficiente de perda de carga localizada na válvula de globo em função do grau de abertura da mesma.

Tabela 7.5: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para diferentes graus de abertura da válvula de globo.

	Grau de abertura da válvula de globo (%)				
	20	40	60	80	100
$\Delta H(m)$	13,60	3,62	2,56	1,71	1,70
$K_V(-)$	17,25	5,69	4,48	2,82	2,81

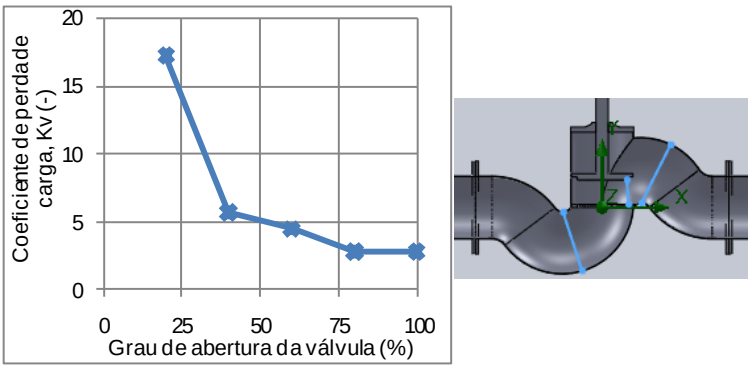


Gráfico 7.6: Variação do coeficiente de perda de carga localizada $K_V(-)$ na válvula de globo em função do respectivo grau de abertura (%).

A Tabela 7.4 e o Gráfico 7.5 mostram que a válvula de globo impõe ao escoamento uma perda de carga na posição totalmente aberta, superior à que se verifica no caso da válvula de cunha. O que se justifica tendo em conta que o percurso seguido pelo escoamento ao longo da válvula de globo apresenta uma complexidade geométrica significativa, ao contrário do que acontece na válvula de cunha. A geometria da sede da válvula é mais complexa no caso da válvula de globo, como tal esta válvula introduz no escoamento maiores perdas de carga do que a válvula de cunha, para os diferentes graus de abertura. Por observação do Gráfico 7.5 conclui-se que o valor de K_V varia pouco com a posição do obturador,

para maiores aberturas do mesmo, uma vez que para maiores graus de abertura o valor de K_V depende mais da forma geometria da sede da válvula do que do grau de abertura. Por conseguinte os valores de K_V relativos aos maiores graus de abertura estão mais próximos do valor de K_V relativo à posição totalmente aberta da válvula.

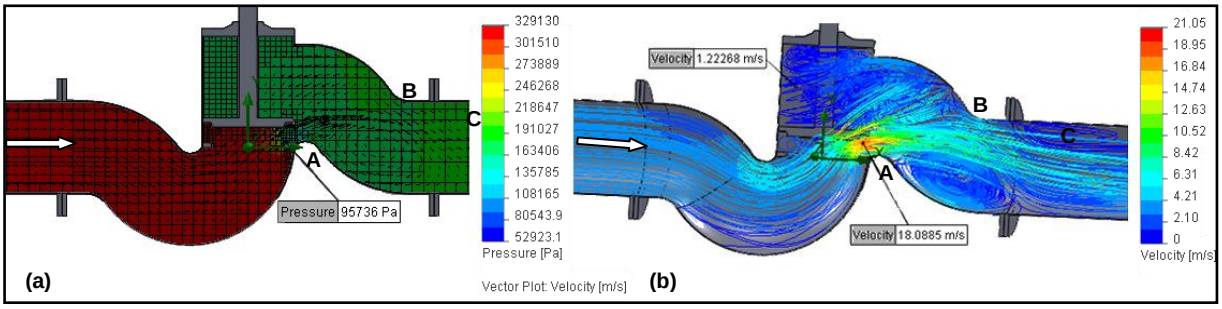


Figura 7.7: (a) Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à válvula de globo para um grau de abertura de 20%. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo da válvula de globo para um grau de abertura de 20%

O modelo geométrico construído para caracterizar a válvula de globo inclui regiões com a configuração das curvas, a montante e a jusante do obturador. Pelo que nessas regiões a hidrodinâmica do escoamento é a mesma que se verifica nas curvas. Assim, observam-se na Figura 7.8(b), menores velocidades junto ao extradorso das curvas, e zonas de separação a jusante do intradorso das mesmas.

A secção de escoamento contraída é visível na Figura 7.8 junto ao ponto A, a montante da mesma ocorre a convergência das linhas de corrente que leva ao aumento da velocidade do escoamento (Figura 7.8(b)) e à redução da pressão (Figura 7.8(a)), pelo que a montante da secção contraída o escoamento é irrotacional. Para jusante da secção contraída, e para este grau de abertura, as fronteiras do modelo geométrico levam à divergência das linhas de corrente, assim a velocidade diminui e a pressão aumenta (Figura 7.8). Desta variação da pressão e da velocidade resulta a zona de separação do escoamento (Figura 7.8(b)), a jusante da secção contraída, onde se formam vórtices turbulentos que conduzem à dissipação de energia. A perda de carga imposta ao escoamento pela válvula de globo resulta maioritariamente da vorticidade presente na referida zona de separação. Neste caso, e tal como se observa na Figura 7.8(a), a redução da pressão é insuficiente para que se formem bolhas de vapor, como tal não ocorre cavitação. A zona de separação referida ocupa uma área significativa da secção de escoamento, pelo que junto ao ponto B ocorre uma secção de escoamento contraída, que provoca a jusante a divergência das linhas corrente. Esta divergência tende a induzir a zona de escoamento separado, visível na Figura 7.8(a) junto ao ponto C, que conduz a perdas de energia adicionais.

7.2.4 Válvula esférica

Construiu-se um modelo geométrico representativo de uma válvula esférica, e ligaram-se a montante e a jusante do mesmo, duas condutas de eixo rectilíneo de igual comprimento L e com diâmetro D igual ao da válvula. Assim, obtiveram-se os valores de ΔH e K_V, apresentados na Tabela 7.6 para diferentes ângulos de abertura, que permitiram o traçado do Gráfico 7.7 que traduz a variação do coeficiente de perda de carga localizada na válvula esférica em função do ângulo de abertura da mesma.

Tabela 7.6: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para diferentes ângulos de abertura da válvula esférica.

	Ângulo de abertura da válvula esférica (°)					
	20	40	45	60	80	90
$\Delta H(m)$	"*1300,25*"	24,28	11,13	2,46	0,48	0,01
$K_V(-)$	180,80	13,62	8,16	3,17	0,84	0,02

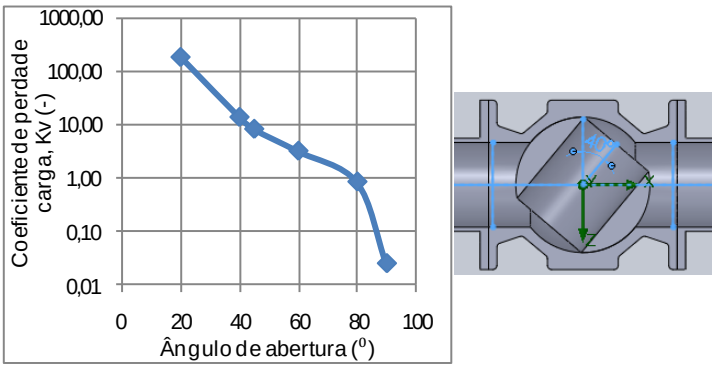


Gráfico 7.7: Variação do coeficiente de perda de carga localizada $K_V(-)$ na válvula esférica em função do respectivo ângulo de abertura (°).

A partir da Tabela 7.6 e do Gráfico 7.7, conclui-se que na posição totalmente aberta, a válvula esférica conduz a uma reduzida dissipação de energia do escoamento. No entanto, para um ângulo de abertura de 20°, obtém-se para a perda de carga ΔH localizada na válvula, um valor muito elevado sem significado físico. Este valor pode resultar do facto da região de separação formada, ocupar uma área muito significativa da secção de escoamento. Uma vez que a separação tem como efeitos o acréscimo da intensidade de turbulência e das perdas de carga hidráulica, quanto maior for a área da secção de escoamento ocupada pela região de separação, maior será o valor obtido para ΔH. Neste caso, dado o pequeno ângulo de abertura considerado, a secção de escoamento contraída, localizada na zona da válvula, é muito reduzida. Assim, a região de separação formada ocupa uma área muito significativa da secção de escoamento, e por conseguinte o número de vórtices turbulentos que se formam no respectivo interior, e em cujos núcleos ocorre uma significativa redução da pressão, é também muito significativo, o

que justifica o valor sem significado físico obtido para a perda de carga ΔH localizada na válvula. Esta elevada redução da pressão indicia ocorrência de cavitação a jusante da válvula.

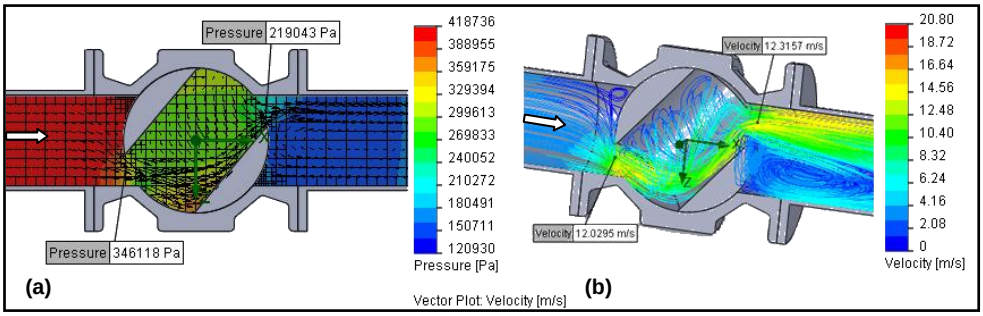


Figura 7.8: (a) Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à válvula esférica para um ângulo de abertura de 40°. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo da válvula esférica para um ângulo de abertura de 40°.

Na Figura 7.8 observa-se a contracção da secção de escoamento a montante do obturador e à saída do mesmo. A montante, a referida contracção, causa no interior do obturador a divergência das linhas de corrente, e por conseguinte um aumento da intensidade de turbulência. A jusante do obturador, ocorre a divergência das linhas de corrente (Figura 7.8(b)) acompanhada de um aumento da pressão, o que dá origem à separação do escoamento. No interior da zona de separação formam-se vórtices turbulentos (Figura 7.8(b)) que são fonte de dissipação localizada de energia, pelo que nesta zona a pressão diminui (Figura 7.8(a)) e geram-se condições favoráveis à formação de bolhas de vapor. Com o aumento do ângulo de abertura a diminuição de pressão torna-se menos significativa, pelo que não se atinge a pressão de saturação de vapor da água e as bolhas de vapor não se formam. Ao deslocarem-se para jusante, onde se verifica um aumento da pressão as bolhas de vapor colapsam e ocorre cavitação.

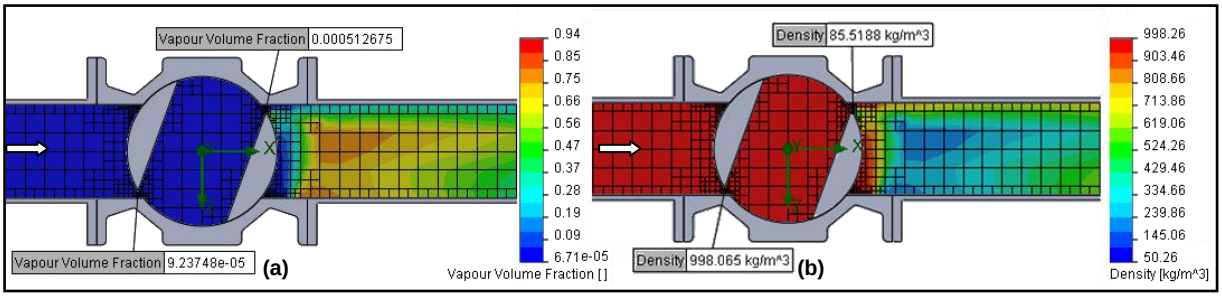


Figura 7.9: (a) Distribuição da fracção em volume de vapor de água (-) num plano longitudinal à válvula esférica para um ângulo de abertura de 20°. (b) Distribuição da densidade ou massa volúmica (kg/m^3) num plano longitudinal à válvula esférica para um ângulo de abertura de 20°.

A Figura 7.9(a) apresenta num plano longitudinal à válvula esférica, para um ângulo de abertura de 20°, a distribuição da fracção em volume de vapor, que se define como o quociente entre o volume de vapor de água e de outros gases dissolvidos e o volume de água, presentes na mistura gás – água. A Figura 7.9(b) apresenta no mesmo plano e para o mesmo ângulo de abertura, a distribuição da massa volúmica do fluido em escoamento. Quando o vapor de água ou outros gases se encontram dissolvidos na massa

de água, tem-se uma mistura gás – água, sendo a massa volúmica desta mistura inferior à da água, uma vez que a massa volúmica do vapor de água e dos outros gases dissolvidos é inferior à massa volúmica da água. Na Figura 7.9 observam-se a jusante do obturador valores da fracção em volume de vapor próximos da unidade, e valores da massa volúmica da mistura gás – água significativamente inferiores à massa volúmica da água, o que evidencia a presença de bolhas de vapor que se formam em resultados das baixas pressões que aí se verificam (Figura 7.8(a)). Conclui-se que na válvula esférica, para um ângulo de abertura de 20°, ocorre cavitação, uma vez que se está na presença de bolhas de vapor a jusante do obturador. Com o aumento do ângulo de abertura, a zona de separação a jusante do obturador torna-se menos significativa, ou seja ocupa uma área menor da secção de escoamento, como tal a redução da pressão diminui, e as condições de escoamento são menos propícias à formação de bolhas de vapor. Assim, para maiores ângulos de abertura o valor da fracção em volume de vapor diminui e o valor da massa volúmica da mistura gás-água aumenta, pelo que a cavitação diminui de intensidade ou, deixa de ocorrer.

7.2.5 Válvula de borboleta

Procede-se à simulação do escoamento num modelo geométrico representativo de uma válvula de borboleta, e ligam-se, a montante e a jusante, duas condutas de eixo rectilíneo de igual comprimento L e com diâmetro D igual ao da válvula. A Tabela 7.5 apresenta os valores obtidos para ΔH e K_V relativos a diferentes ângulos de abertura, que permitiram o traçado, no Gráfico 7.6, da variação do coeficiente de perda de carga localizada na válvula de borboleta em função do ângulo de abertura da mesma.

Tabela 7.7: Valores de ΔH e K obtidos pelo modelo CFD para diferentes ângulos de abertura da válvula de borboleta.

	Ângulo de abertura da válvula de borboleta (°)					
	20	40	45	60	80	90
$\Delta H(m)$	"*3795,20*"	21,17	10,24	1,95	0,22	0,17
$K_V(-)$	194,73	11,90	7,43	2,63	0,39	0,32

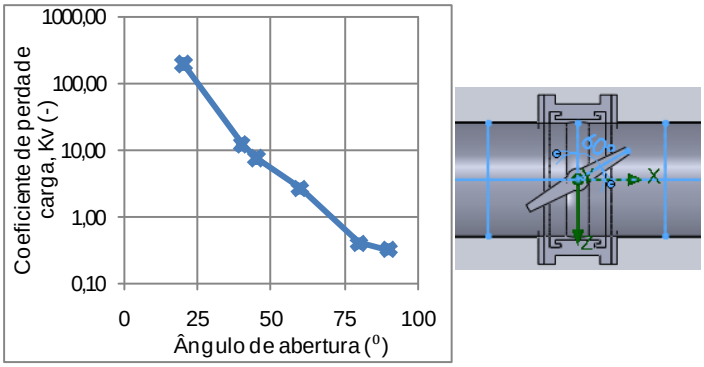


Gráfico 7.8: Variação do coeficiente de perda de carga localizada $K_V(-)$ na válvula esférica em função do respectivo ângulo de abertura (°).

Na posição totalmente aberta, o modelo construído para caracterizar a válvula de borboleta impõe ao escoamento uma dissipação de energia reduzida, como se verifica a partir da Tabela 7.7 e do Gráfico 7.8. Por conseguinte, o perfil transversal do obturador construído para a válvula de borboleta pode considerar-se hidrodinâmico. O valor de ΔH obtido para o ângulo de abertura de 20° é muito elevado, pelo que não apresenta significado físico. A estimativa deste valor pelo modelo CFD pode justificar-se tendo em conta que, a região de separação que se forma a jusante do obturador ocupa a quase totalidade da área da secção transversal, para a pequena abertura da válvula resultante do ângulo de 20°. Como tal, neste caso o valor da perda de carga hidráulica proveniente da região de separação é muito elevado, e pode ser o motivo da estimativa sem significado físico obtida para ΔH pelo modelo CFD. Em resultado da elevada dissipação de energia, provocada pela válvula de borboleta para um ângulo de 20°de abertura, conclui-se que neste caso ocorre cavitação para jusante do obturador.

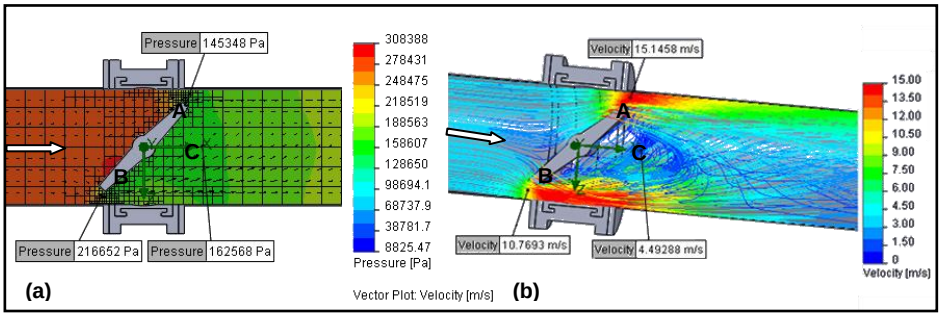


Figura 7.10: (a) Distribuição vectorial da velocidade (m/s) e distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal à válvula de borboleta para um ângulo de abertura de 45°. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo da válvula de borboleta para um ângulo de abertura de 45°.

No caso da válvula de borboleta, a contracção da veia líquida ocorre entre as extremidades A e B do obturador e a parede da conduta, tal como se observa na Figura 7.10. Assim, as linhas de corrente divergem para jusante a partir dos pontos A e B (Figura 7.10(b)), induzindo uma diminuição da velocidade e um aumento da pressão, o que justifica a zona de separação do escoamento formada a jusante do obturador, e visível junto ao ponto C da Figura 7.10(b). Os vórtices que se formam na zona de separação

levam ao aumento da intensidade turbulência, e estão na origem da perda de carga localizada na válvula de borboleta. Nos núcleos dos referidos vórtices ocorre dissipação de energia, o que está de acordo como a redução da pressão que se verifica junto ao ponto C da Figura 7.10(a). Neste caso a redução da pressão não é suficiente para que se atinja a pressão de saturação de vapor de água (Figura 7.10(a)), por conseguinte não se formam bolhas de vapor e não ocorre cavitação, para ângulos de abertura da válvula de borboleta analisada superiores ou iguais a 45°.

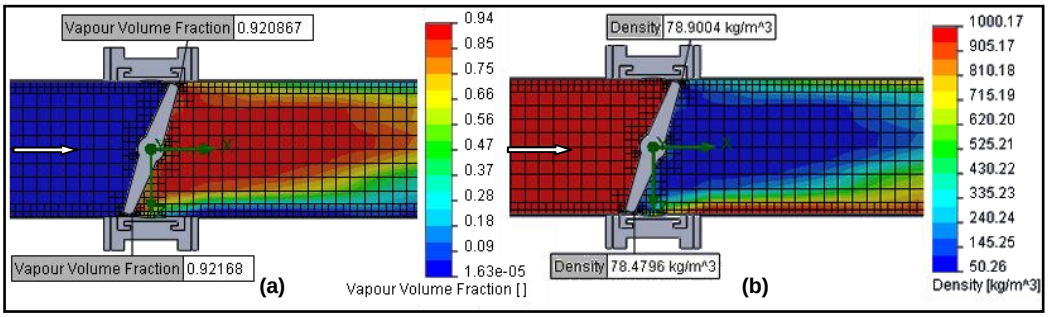


Figura 7.11: (a) Distribuição da fracção em volume de vapor de água (-) num plano longitudinal à válvula de borboleta para um ângulo de abertura de 20°. (b) Distribuição da densidade ou massa volúmica (kg/m^3) num plano longitudinal à válvula de borboleta para um ângulo de abertura de 20°.

A jusante do obturador, verificam-se na Figura 7.11(a) valores da fracção em volume de vapor próximos da unidade, o que indica a presença a jusante do obturador, de um volume de vapor de água e de outros gases dissolvidos na massa de água, significativo em relação ao volume de água. Adicionalmente, verificam-se na Figura 7.11(b), a jusante do obturador valores da massa volúmica significativamente inferiores à massa volúmica da água, como tal tem-se a jusante do obturador uma mistura gás-água e não apenas água. Então conclui-se que, para um ângulo de abertura de 20° da válvula de borboleta, a redução da pressão que ocorre a jusante do obturador em consequência da zona de separação que aí se forma, é suficiente para que se gerem bolhas de vapor e por conseguinte ocorra cavitação. Com o aumento do ângulo de abertura, o valor da fracção em volume de vapor diminui e o valor da massa volúmica da mistura gás-água aumenta, pelo que a cavitação diminui de intensidade ou, como no caso da Figura 7.10, deixa de ocorrer.

7.3 Tomada de água

7.3.1 Considerações gerais e procedimento para a obtenção de resultados

A tomada de água é uma das estruturas hidráulicas que faz parte dos circuitos de aproveitamentos hidroeléctricos, pelo que a análise da hidrodinâmica do escoamento em tomadas de água também é considerada neste estudo. O modelo geométrico construído com o objectivo de proceder à referida análise, por recurso ao modelo CFD, é representativo de uma tomada de água característica de aproveitamentos de quedas médias a elevadas. O projecto de tomadas de água tem sido baseado em

métodos analíticos simplificados e em análises experimentais conduzidas em modelos à escala reduzida ou em protótipos à escala real. Actualmente, o recurso a métodos numéricos, como os modelos CFD, tem aumentado no processo de projecto. Nesta análise, efectua-se uma optimização da forma geométrica da tomada de água, por recurso ao modelo CFD. Deste modo, constrói-se um primeiro modelo geométrico da tomada de água, designado aqui por tomada de água original, sobre o qual se efectuam algumas alterações de modo a aumentar a respectiva eficiência hidráulica. Dessas alterações resulta o modelo geométrico, designado aqui por tomada de água redesenhada. O objectivo desta optimização é avaliar as melhorias na eficiência hidráulica, resultantes das alterações efectuadas na forma geométrica da tomada de água original. As simulações são efectuadas, em ambos os modelos geométricos, considerando o escoamento em regime permanente, com o objectivo de obter a distribuição de parâmetros físicos descritivos da hidrodinâmica do escoamento em planos que intersectem o modelo geométrico, e determinar as curvas que traduzem a variação dos parâmetros físicos ao longo de trechos transversais ao modelo geométrico localizados a montante e a jusante da grelha da tomada de água. Assim, efectuam-se as seguintes alterações na forma geométrica da tomada de água original: (1) aumento do comprimento e altura dos muros guia, e suavização das respectivas formas tornando-as mais hidrodinâmicas, (2) suavização do degrau localizado a montante da grelha, e cujo objectivo é em conjunto com a grelha minimizar a quantidade de detritos e sedimentos, transportados pelo escoamento, que entra no circuito hidráulico do aproveitamento, (3) alteração da secção transversal das barras da grelha tornando-a mais hidrodinâmica, (4) aumento do declive da cobertura saliente, e (5) suavização da forma geométrica da transição entre a estrutura da tomada de água e a galeria de baixa pressão. A primeira alteração efectuada tem como objectivo garantir a submersão mínima, por meio do aumento da altura dos muros guia, e aumentar o comprimento das linhas de corrente entre a superfície livre no reservatório e a entrada para a tomada de água. A alteração da secção transversal das barras da grelha tem como objectivo diminuir a quantidade de detritos flutuantes acumulados na mesma, diminuir a velocidade de escoamento através da grelha e assim a perda de carga na mesma. A última alteração permite reduzir variações na área da secção transversal da tomada de água, o que diminui a perda de carga total. Todas as alterações efectuadas têm como objectivo evitar excessivas perdas de carga para aumentar a eficiência hidráulica da tomada de água, reduzir a vorticidade e a intensidade de turbulência do escoamento, e uniformizar a distribuição do escoamento ao longo da tomada de água e do circuito hidráulico. Todas as alterações, com excepção da alteração (3), permitem evitar zonas de escoamento separado. O objectivo de reduzir as irregularidades na geometria da superfície, e assim evitar alterações abruptas na direcção do escoamento, é conseguido por meio das alterações (1), (2), e (5). As referidas alterações encontram-se assinaladas na Figura 7.12, onde se pode observar no modelo geométrico da tomada de água original as zonas onde foram efectuadas as alterações, o resultado dessas alterações no modelo geométrico da tomada de água redesenhada, e a secção transversal da grelha da tomada de água original e da redesenhada.

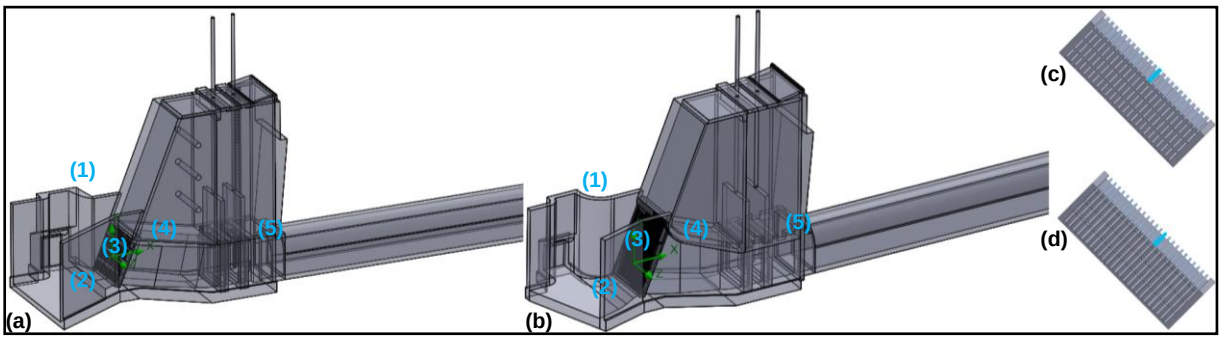


Figura 7.12: (a) Zonas da tomada de água original onde foram efectuadas alterações. (b) resultado das alterações assinalado na tomada de água redesenhada. (c) secção transversal da grelha da tomada de água original e (d) da redesenhada.

Nesta análise recorre-se ao procedimento automático do modelo CFD para geração da malha de cálculo inicial. Assim, atribuem-se valores a cada um dos parâmetros, que regem o referido procedimento, de modo a obter malhas que conduzam a resultados com um nível de exactidão satisfatório, sem que sejam necessários significativos recursos computacionais. Não se procede durante o cálculo ao refinamento da malha de cálculo inicial, construída automaticamente pelo modelo CFD. As condições de fronteira especificam-se nas secções de entrada e saída do escoamento em cada um dos modelos geométricos. Tanto na tomada de água original como na redesenhada atribui-se à secção de entrada do escoamento uma pressão total de $101325\,Pa$, e na secção de saída do escoamento define-se um caudal de $12\,m^3/s$. Por conseguinte, em ambos os modelos foram simuladas as mesmas condições do escoamento, pelo que entre as várias simulações variam apenas as características da fronteira sólida no interior da qual ocorre o escoamento.

7.3.2 Análise de resultados

Comparando a Figura 7.13(a) com a Figura 7.14(a), conclui-se que no caso da tomada de água original ocorre separação do escoamento abaixo da respectiva cobertura (visível junto ao ponto A da Figura 7.13(a)), e que no caso da tomada de água redimensionada deixa de verificar-se a referida zona de separação. No interior da tomada de água, a área da secção de escoamento é inferior à que se verifica à entrada da mesma, pelo que a transição da entrada para o interior da tomada de água funciona como um convergente, o que justifica a formação da referida zona de separação. A alteração (4) está na origem da anulação da zona de separação, uma vez que tornou o referido convergente significativamente mais suave como se observa Figura 7.14(a), o que possibilita a variação gradual da área da secção transversal, e assim, eliminar não uniformidades no escoamento. Uma vez que na zona de separação do escoamento tem-se apenas velocidade circunferencial, sendo nula a velocidade no sentido do escoamento, formam-se no interior da mesma vórtices turbulentos que conduzem á dissipação de energia e ao arrastamento de ar para o interior do circuito hidráulico do aproveitamento, reduzindo o

rendimento da turbina. Por conseguinte, a anulação da zona de separação do escoamento conduz a uma melhoria na eficiência hidráulica da tomada de água.

Com base na análise das Figuras 7.13 (a) e (b), e 7.14 (a) e (b), conclui-se que no caso da tomada de água redesenhada a velocidade do escoamento através da grelha é inferior, e a distribuição da velocidade do escoamento ao longo da tomada de água é mais uniforme. Como se observa na Figura 7.14 (b), o escoamento ao longo da tomada de água redesenhada é gradualmente acelerado, o que permite reduzir a vorticidade e a intensidade de turbulência do escoamento. O estabelecimento de uma distribuição uniforme da velocidade do escoamento, ao longo da tomada de água redesenhada, é conseguido por meio de cada uma das alterações efectuadas sobre a tomada de água original. Tanto uma velocidade inferior do escoamento através da grelha, como uma distribuição uniforme da velocidade do escoamento ao longo da tomada de água, permitem minimizar a vorticidade do escoamento, e por conseguinte a intensidade de turbulência e as perdas de carga induzidas ao mesmo. O aumento da uniformidade na distribuição da velocidade do escoamento, em relação à tomada de água original, obtido para a tomada de água redesenhada proporciona uma redução nas perdas de carga e um aumento no rendimento da turbina, pelo que pode considerar-se uma melhoria na eficiência hidráulica da tomada de água.

As Figuras 7.13(c) e 7.14(c) evidenciam a perda de carga localizada na grelha e a perda de carga total ao longo da tomada de água. Observa-se, comprando ambas as figuras, que a perda de carga localizada na grelha é inferior no caso da tomada de água redesenhada, e que, no mesmo caso, a diminuição da carga total ao longo da tomada de água é mais gradual. A redução da perda de carga localizada na grelha é conseguida por meio da alteração (3). Adicionalmente, a perda de carga total ao longo da tomada de água ocorre de forma mais gradual no caso da tomada de água redesenhada, o que resulta da combinação dos efeitos de todas as alterações executadas. As variações, em relação à tomada de água original, na distribuição da pressão estática obtidas no caso da tomada de água redesenhada, resultam da optimização da forma geométrica da tomada de água e constituem melhorias na eficiência hidráulica da mesma.

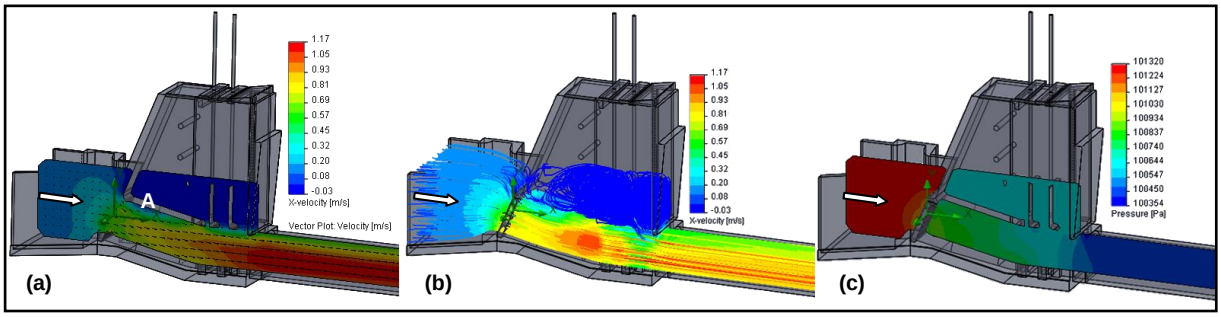


Figura 7.13: Tomada de água original. (a) Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) num plano longitudinal ao modelo geométrico. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (c) Distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal ao modelo geométrico.

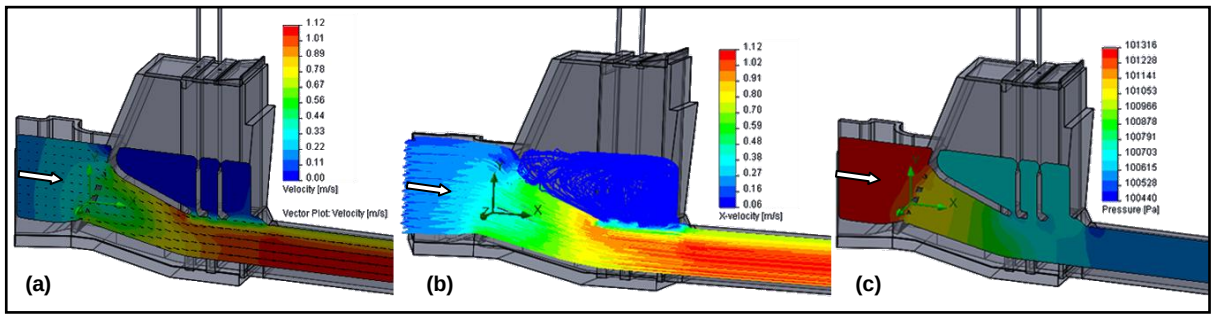


Figura 7.14: Tomada de água redesenhada. (a) Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) num plano longitudinal ao modelo geométrico. (b) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (c) Distribuição da pressão estática (Pa) num plano longitudinal ao modelo geométrico.

Os Gráficos 7.9 e 7.10 encontram-se adimensionalizados, sendo $v = V/V_{máx}$ onde V é a velocidade em cada ponto de cada um dos trechos (m/s), e $V_{máx}$ é a velocidade máxima verificada em cada trecho (m/s), e sendo $p = P/P_{máx}$ onde P é a pressão estática em cada ponto de cada um dos trechos (Pa), e $P_{máx}$ é a pressão estática máxima verificada em cada trecho (Pa).

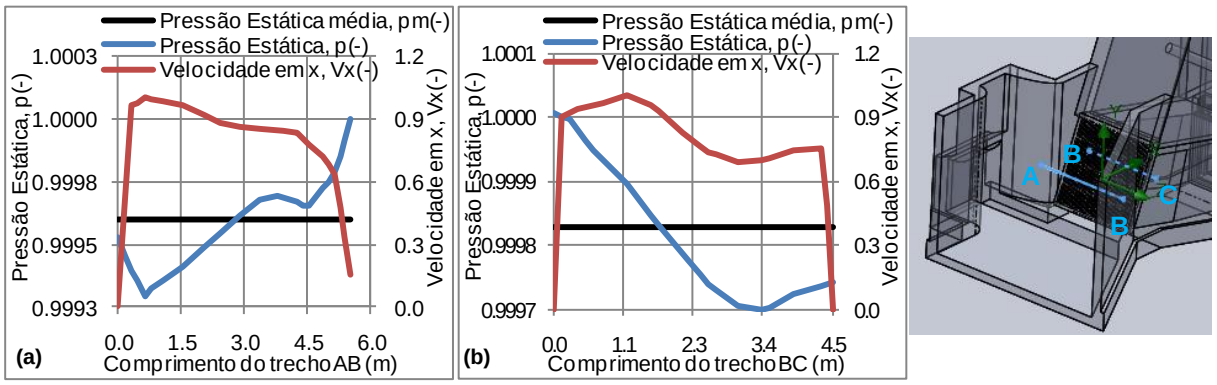


Gráfico 7.9: Tomada de água original. Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação da componente da velocidade segundo o eixo x (-), (a) ao longo do trecho AB, e (b) ao longo do trecho BC.

Comparando os Gráficos 7.9(a) e 7.9(b), observa-se que o perfil de velocidades no trecho BC apresenta maior variabilidade do que o perfil de velocidades no trecho AB, o que permite concluir que a grelha da tomada de água original introduz perturbações no escoamento, que conduzem à redução da uniformidade da velocidade, e como tal podem dar origem a vorticidade. O perfil de velocidades do Gráfico 7.10(a) apresenta maior uniformidade em comparação com o perfil de velocidades do Gráfico 7.9(a), uma vez que as formas geométricas dos muros guia da tomada de água redesenhada são mais hidrodinâmicas. Adicionalmente, a forma geométrica da secção transversal das barras da grelha da tomada de água redesenhada é mais hidrodinâmica, o que justifica que a uniformidade do perfil de velocidades se mantenha a jusante da grelha, no caso da tomada de água redesenhada, tal como se observa nos Gráficos 7.10(a) e 7.10(b). O aumento da uniformidade do perfil de velocidades do trecho

AB, em relação à tomada de água original, e o facto dessa uniformidade se manter no trecho BC a jusante da grelha, no caso da tomada de água redesenhada, permite concluir que a vorticidade do escoamento, e por conseguinte a intensidade de turbulência, associadas a esta tomada de água são inferiores em relação á tomada de água original. Deste modo, a perda de carga na grelha da tomada de água redesenhada deve ser inferior à que se verifica na tomada de água original. O que se confirma por observação do Gráfico 7.10, onde a diferença na pressão estática média entre os trechos a montante e a jusante da grelha é bastante reduzida, pelo que é reduzida a perda de carga na grelha da tomada de água redesenhada.

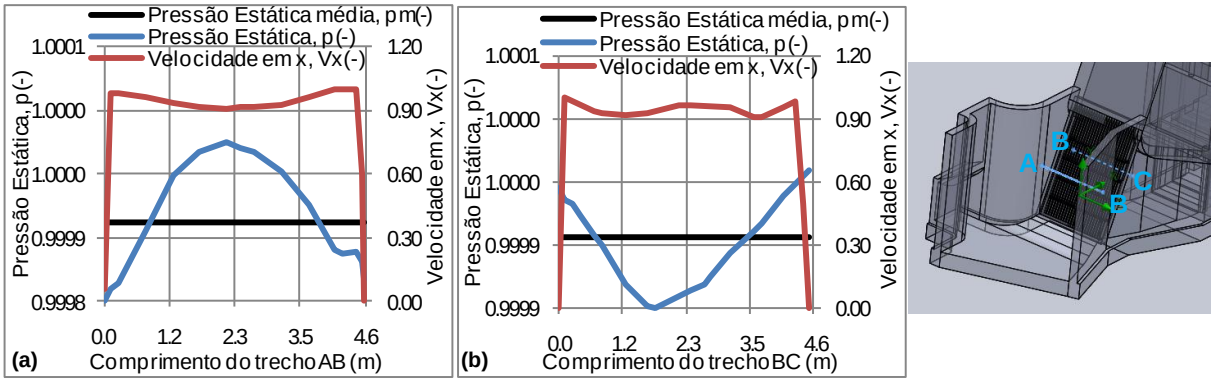


Gráfico 7.10: Tomada de água redesenhada. Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação da componente da velocidade segundo o eixo x (-), (a) ao longo do trecho AB, e (b) ao longo do trecho BC.

7.4 Turbinas de reacção e restituições

7.4.1 Considerações gerais

Este estudo inclui a análise da hidrodinâmica do escoamento em rotores de turbinas do tipo Francis de escoamento radial e misto, e do tipo hélice. Os modelos geométricos construídos, para proceder à simulação do escoamento nas referidas turbinas de reacção e respectivas restituições, incluem os seguintes componentes sólidos independentes: (1) trecho de conduta forçada, (2) válvula de segurança, incluída no trecho de conduta forçada a montante da evoluta, do tipo válvula de borboleta, (3) evoluta, (4) distribuidor, (5) rotor, (6) difusor, e (7) canal de restituição. A Figura 7.15 apresenta uma vista explodida dos referidos componentes.

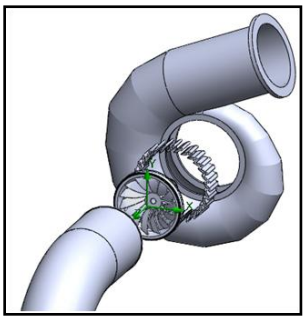


Figura 7.15: Vista dos componentes: evoluta, distribuidor, rotor e difusor do modelo geométrico.

Foram analisados três modelos geométricos, sendo que a diferença entre eles está no rotor. Assim, consideram-se os seguintes rotores: (1) Francis de escoamento radial, (2) Francis de escoamento misto, e (3) hélice de cinco pás, representados na Figura 7.16.

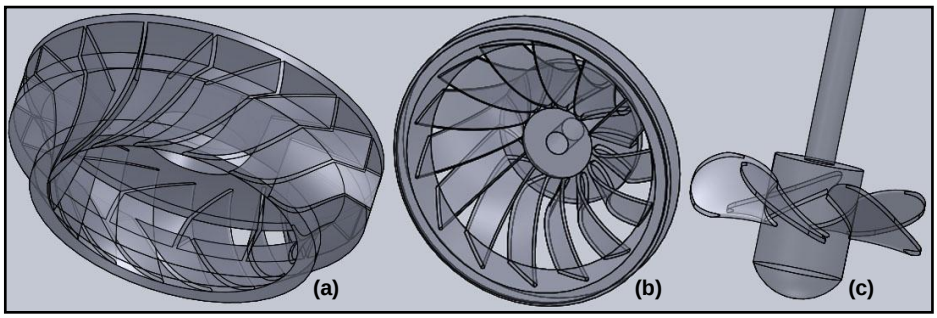


Figura 7.16: Rotores das turbinas analisadas: (a) Francis de escoamento radial, (b) Francis de escoamento misto, e (c) hélice de cinco pás.

Para os três rotores analisados optou-se por construir pás de espessura consideravelmente baixa, de modo a reduzir as perturbações exercidas pelo rotor sobre o escoamento, permitindo assim melhores rendimentos tal como se tem verificado experimentalmente.

Em todas as simulações o objectivo foi analisar a hidrodinâmica do escoamento para diferentes condições de operação. Assim, para cada turbina procede-se à simulação do escoamento para dois graus de abertura do distribuidor, e para cada um deles foram consideradas duas velocidades de rotação. Todas as simulações foram efectuadas considerando o escoamento em regime permanente, uma vez que os parâmetros grau de abertura da válvula de segurança, grau de abertura do distribuidor, e velocidade de rotação do rotor, foram mantidos constantes durante o período de simulação.

7.4.2 Procedimento para a obtenção de resultados

Começa-se por atribuir valores aos parâmetros que permitem ao modelo CFD proceder à construção automática da malha de cálculo inicial. Esta atribuição é efectuada de modo a obter um compromisso

favorável entre adequação da resolução da malha de cálculo inicial, e nível de recursos computacionais necessários.

Adicionalmente, define-se uma malha local inicial na região local do domínio computacional relativa ao rotor, com o objectivo de permitir a melhor resolução da geometria do rotor e da dinâmica do escoamento nessa região, pela malha inicial. A malha local inicial é especificada aproximadamente da mesma forma que a malha de cálculo inicial global. As definições da malha local inicial têm maior prioridade do que as definições da malha inicial global. Pelo que as definições da malha inicial global são completamente ignoradas na região onde são aplicadas as definições da malha inicial local. Consequentemente, as definições da malha inicial local são usadas para refinar as células, que não são suficientemente refinadas pelas definições da malha inicial global, assim como para impedir refinamentos regidos pelas definições da malha inicial global, onde estes não são necessários. Procede-se à especificação, para a malha inicial local, dos seguintes parâmetros, nível da malha inicial, especificação manual da dimensão mínima das passagens de escoamento localizadas no interior da região, e especificação manual da espessura mínima das paredes localizadas no interior da região à qual se atribui a malha inicial local e que apresentem lados opostos em contacto com o líquido. Quando se especifica a malha inicial, global ou local, da forma acima referida, diz-se que é especificada uma malha inicial automática ou por defeito, uma vez que os outros parâmetros da malha inicial são especificados automaticamente pelo modelo CFD de acordo com os valores atribuídos pelo utilizador aos parâmetros acima referidos.

No final procede-se à especificação dos parâmetros que regem o procedimento do modelo CFD para adaptação da malha de cálculo inicial à solução durante o cálculo, ou seja para o refinamento da mesma durante o cálculo. Este procedimento divide as células da malha nas regiões de maiores gradientes, relativos às variáveis físicas que determinam o campo de escoamento, e que não podem ser resolvidas anteriormente ao cálculo ou durante anteriores refinamentos da malha para adaptação da mesma à solução. Adicionalmente, junta as células da malha nas regiões de menores gradientes. Este procedimento é regido pela especificação dos parâmetros que se expõem de seguida. O parâmetro nível de refinamento rege a dimensão mínima das células da malha computacional, até à qual as células da malha podem ser divididas pelo refinamento da malha durante o cálculo, em relação às células da malha inicial. O critério de refinamento é outro parâmetro, denotado por ε_{spl}, que rege a condição de divisão das células da malha durante o refinamento da mesma. Se a condição $\alpha K_{spl} \geq \varepsilon_{spl}$ for satisfeita depois de um determinado momento em que ocorra refinamento (os momentos para ocorrência de refinamento são especificados pelo utilizador pela definição da estratégia de refinamento), a célula é dividida em oito células filhas. Na referida condição α é o coeficiente das células vizinhas e toma o valor 1 nas regiões de sólido ou se todas as células vizinhas da célula de fluido assentam apenas numa região de fluido ou de sólido. O termo K_{spl} representa a característica das células da solução e o respectivo valor é definido pelo modelo CFD em função do tipo de região, de sólido ou de fluido. Tem-se ainda o parâmetro critério de junção, denotado por ε_{mer}, que rege a condição de junção das células da malha durante o

refinamento. Se a condição $K_{mer} \leq \varepsilon_{mer}$, onde K_{mer} é a característica das oito células filhas da solução, for satisfeita depois de cada uma das iterações efectuadas posteriormente ao último refinamento da malha, então as oito células filhas juntam-se na célula parental. O termo K_{mer} é definido da mesma forma que o termo K_{spl}. O critério de junção junta apenas células divididas pelo refinamento durante o cálculo para adaptação da malha de cálculo à solução. Adicionalmente pode decidir-se por efectuar ou não o refinamento, para adaptação da malha à solução, nas células de fluido e nas células de sólido. Uma vez que este procedimento pode aumentar consideravelmente o número de células, de tal forma que os recursos computacionais deixam de ser suficientes para efectuar o cálculo, deve especificar-se um valor para o parâmetro número máximo aproximado de células. Limitando assim o número de células ao valor especificado para o referido parâmetro. Resta a especificação da estratégia de refinamento que define os momentos durante o cálculo para ocorrência de refinamento da malha de cálculo. Pode escolher-se uma estratégia do tipo em tabela, periódica, ou manual. No refinamento periódico pode especificar-se o momento do primeiro refinamento e o período de execução do refinamento periódico, em unidades de viagens ou iterações. A unidade viagem caracteriza a duração do cálculo, e é o período de cálculo requerido para que uma perturbação no escoamento atravesse a região de fluido do domínio computacional. Assim, n viagens representam o período de cálculo necessário para que uma perturbação no escoamento atravesse n vezes a região de fluido do domínio computacional. Uma viagem é composta por várias iterações. A estratégia de refinamento em tabela permite especificar uma tabela (com uma coluna e várias linhas) de momentos para refinamento da malha, em unidades de viagens ou iterações. Ao escolher a estratégia de refinamento manual a malha de cálculo será refinada apenas nos momentos de actuação do refinamento manual. Para esta estratégia define-se ainda, em unidades de viagens ou iterações, o intervalo de relaxação que representa o período de tempo requerido depois do último refinamento da malha e antes de terminar o cálculo. O cálculo não pode ser automaticamente terminado antes do intervalo de relaxação expirar depois da ocorrência do último refinamento da malha.

As condições de fronteira são atribuídas às secções de entrada e saída do escoamento no modelo geométrico, representadas respectivamente por E e S na Figura 7.17. Para os três rotores analisados define-se na secção de entrada um caudal de $6 m^3/s$, e na secção de saída uma pressão estática igual à pressão atmosférica, ou seja com o valor de $101325\ Pa$. Na Tabela 7.8, apresentam-se as condições de operação (grau de abertura do distribuidor e velocidade de rotação) e as condições de fronteira, atribuídas a cada um dos cenários para os quais se procede à simulação do escoamento em cada um dos rotores.

Tabela 7.8: Resumo das condições de operação e condições de fronteira atribuídas a cada um dos cenários de simulação do escoamento em cada um dos rotores.

Cenários para cada rotor	Condições de Operação		Condições de Fronteira	
			Entrada	Saída
	Grau de abertura do distribuidor (%)	Velocidade de rotação (rpm)	Caudal (m^3/s)	Pressão Estática (Pa)
1 2 3	100	500 1000 2000	6	101325
4 5 6	60	500 1000 2000	6	101325

Em todas as simulações efectuadas considera-se o sentido da velocidade de rotação, que depende da acção do escoamento sobre o rotor, contrário ao sentido dos ponteiros do relógio a que corresponde uma direcção do escoamento à saída do rotor segundo o eixo z. Na Figura 7.17, representa-se o sentido do escoamento no modelo geométrico, do qual decorre o sentido da velocidade de rotação, e as coordenadas x, y, e z do referencial absoluto.

Para os modelos geométricos em análise, definem-se as secções de escoamento representadas a azul na Figura 7.17, e os trechos representadas a azul na Figura 7.17. A cada secção e a cada trecho associam-se parâmetros físicos, permitindo assim que o modelo CFD determine sobre as secções os valores médios dos parâmetros físicos, e determine as curvas que representam a variação dos parâmetros físicos ao longo dos trechos. As referidas secções e trechos associam-se às regiões em que é maior a variabilidade dos parâmetros físicos descritivos, que permitem caracterizar o campo de escoamento, designadamente velocidade, caudal, e pressão estática, dinâmica e/ou total.

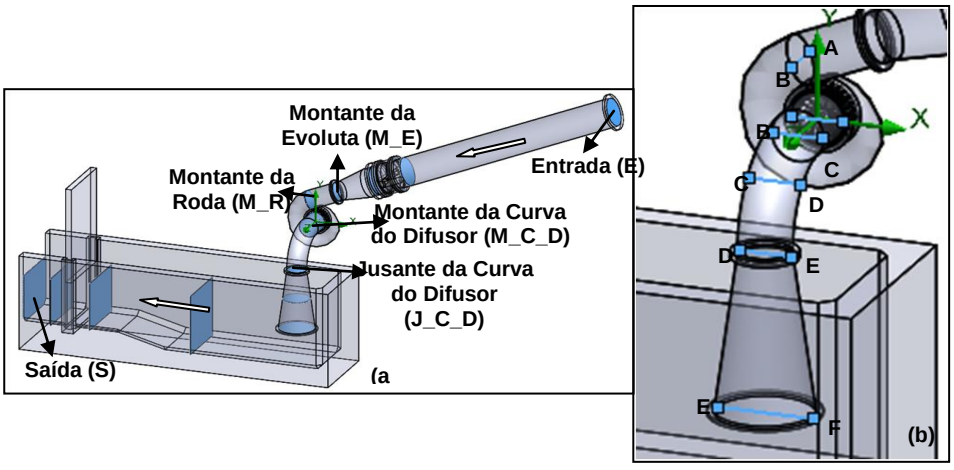


Figura 7.17: (a) Secções de escoamento seleccionadas para determinar valores médios de parâmetros físicos, e (b) trechos do modelo geométrico ao longo dos quais se determina a variação de parâmetros físicos

Após a convergência da solução tem de verificar-se que o caudal obtido na secção de saída (S) do modelo geométrico corresponde ao caudal imposto pela condição de fronteira definida na secção de entrada (E) do modelo geométrico, para garantir a satisfação do princípio da conservação da massa.

7.4.3 Francis de escoamento radial

Para os cenários 1, 2 e 3 procede-se ao traçado da linha de energia ao longo do modelo geométrico. Nesse sentido, obtêm-se os valores médios da pressão total, nas secções de escoamento representadas na Figura 7.17. Para determinar os valores da carga hidráulica total em cada uma das referidas secções, dividem-se os valores obtidos pelo peso volúmico da água. As referidas linhas de energia encontram-se representadas no Gráfico 7.11, onde o eixo das abcissas é relativo às distâncias entre cada uma das referidas secções e a fronteira de entrada no modelo geométrico.

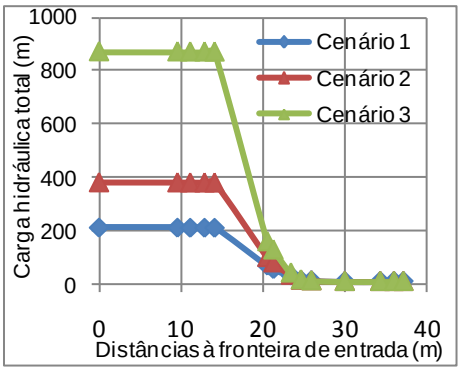


Gráfico 7.11: Traçado da linha de energia ao longo do modelo geométrico para os cenários 1, 2 e 3.

Por observação do Gráfico 7.11, conclui-se que a queda útil da turbina aumenta com a velocidade de rotação do rotor. O cenário 1, para uma velocidade de rotação de 500 rpm, é relativo a condições de arranque do rotor, o cenário 3, para uma velocidade de rotação de 2000 rpm, é relativo a condições de embalamento do rotor, e o cenário 2, para uma velocidade de rotação de 1000 rpm, considera-se representativo das condições nominais de funcionamento do rotor. Ao cenário 3 podem estar associados efeitos dinâmicos, resultantes da elevada velocidade de rotação considerada que conduz a condições de embalamento do rotor. Para rotores Francis de escoamento radial em condições de embalamento, a força centrífuga induz, segundo RAMOS (2000), um efeito de parede que se opõe à entrada de escoamento na roda. Tem-se assim um corte de caudal de que resultam elevadas sobrepressões, que podem justificar o valor exagerado e irreal da carga hidráulica total máxima obtida pelo modelo CFD para o cenário 3.

A Figura 7.18 apresenta a distribuição do módulo da velocidade em planos longitudinais ao modelo geométrico para um grau de abertura do distribuidor 100%.

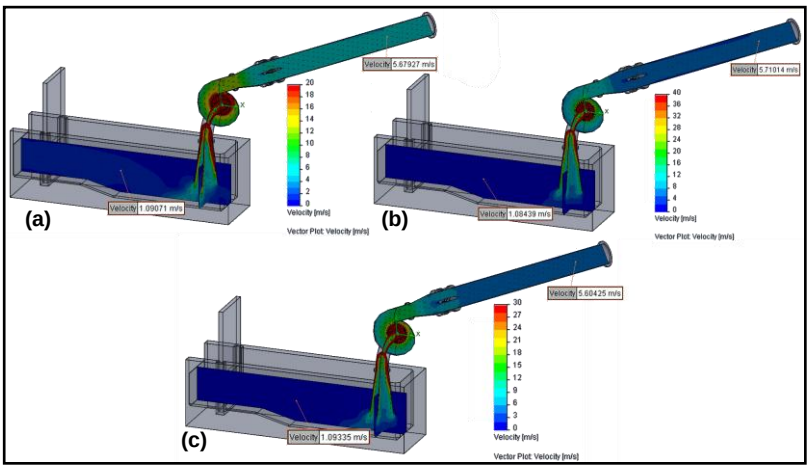


Figura 7.18: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2.

Segundo RAMOS (2000), a velocidade máxima do escoamento na conduta forçada deve ser de 2 a 3 m/s no caso de centrais hidroeléctricas de baixas quedas, de 3 a 4 m/s no caso de centrais hidroeléctricas de quedas médias, e de 4 a 5 m/s no caso de quedas elevadas. Uma vez que os modelos geométricos conduziram a quedas elevadas, para as condições de operação consideradas nas simulações, é esperado um valor de 4 a 5 m/s para a velocidade do escoamento na conduta forçada, o que está de acordo com os resultados obtidos na Figura 7.18.

A partir da secção de entrada do escoamento no modelo (E) até à evoluta, inclusive, verifica-se, na Figura 7.18, que junto às paredes do modelo geométrico a velocidade do líquido é muito baixa em resultado dos efeitos viscosos que aí se verificam. No interior da evoluta e em resultado da velocidade de rotação do rotor, a velocidade de escoamento aumenta desde as paredes da evoluta até ao eixo do rotor, como se observa na Figura 7.18. O que implica a existência de um forte gradiente de velocidades segundo a normal a parede da evoluta, e portanto o aparecimento de tensões tangenciais significativas na superfície da evoluta. Por observação da Figura 7.18 conclui-se ainda que a variação da velocidade do escoamento no interior da evoluta é mais gradual no caso do cenário 1, o que se justifica tendo em conta que a velocidade de rotação do rotor é inferior neste cenário.

O escoamento entra radialmente no rotor e sai para o difusor com uma reduzida componente de velocidade axial, e a rotação do rotor induz um aumento na velocidade do escoamento. À saída do rotor o escoamento é rotacional, sendo este comportamento imposto ao escoamento pela velocidade de rotação do rotor e pela forma das respectivas pás. Ao entrar no difusor o escoamento diminui de velocidade e mantém o movimento rotacional, pelo que é dirigido contra as paredes do difusor com velocidade acentuada, como mostra a distribuição da velocidade tangencial, visível na Figura 7.19, que apresenta valores crescentes desde o eixo do difusor até às paredes do mesmo. Na Figura 7.18 também se observa que os valores da velocidade são superiores junto às paredes do difusor, aumentando do eixo para as paredes do mesmo, pelo que se gera segundo a normal à superfície do difusor um forte gradiente de velocidades, e portanto têm-se significativas tensões tangenciais na superfície do difusor.

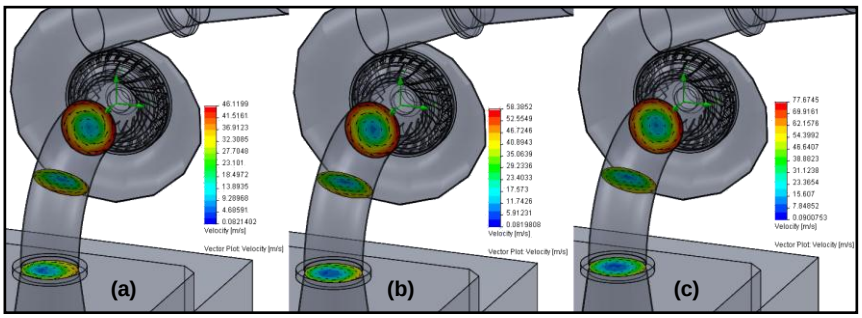


Figura 7.19: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos transversais ao difusor. (a) Cenário 1, (b) cenário 2, e (c) cenário 3.

A Figura 7.20 apresenta as trajectórias do escoamento no interior do modelo geométrico para um grau de abertura do distribuidor 100%.

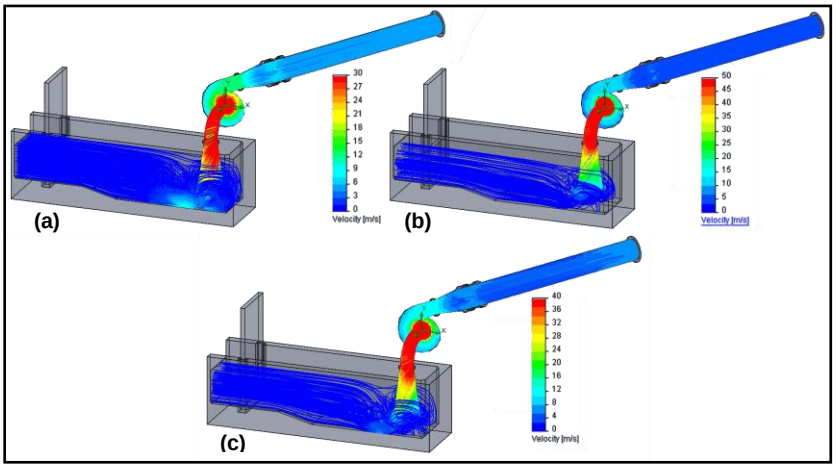


Figura 7.20: Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2.

No interior da evoluta o escoamento é acelerado, em consequência da velocidade de rotação do rotor e da diminuição da área da secção transversal deste componente para jusante, pelo que na evoluta as pressões no exterior à camada limite decrescem no sentido do escoamento. Assim, não é esperada a ocorrência de separação do escoamento em relação às paredes da evoluta, o que se confirma por observação da Figura 7.18. Na Figura 7.20, também se verifica que o escoamento no interior da evoluta é irrotacional, o que está de acordo com as Figuras 7.18 e 7.21, uma vez que nas mesmas se verifica um aumento na velocidade e uma correspondente diminuição na pressão.

Actualmente, a procura de energia pela rede eléctrica é muito variável, assim a rentabilidade de uma central hidroeléctrica depende da sua capacidade para operar eficientemente em condições de carga parcial. Nas turbinas hidráulicas a operar em condições de carga parcial, formam-se frequentemente fortes vórtices turbulentos à saída do rotor, como se observa nas Figuras 7.19 e 7.20. O escoamento rotacional turbulento desacelera ao entrar no difusor (Figuras 7.19), e consequentemente geram-se instabilidades hidrodinâmicas, visíveis para jusante da saída do rotor e que apresentam forma

semelhante a uma corda com torção, tal como se observa nos difusores da Figura 7.20. Esta instabilidade hidrodinâmica é um vórtice designado por “vortex rope” que dá origem a flutuações variáveis de pressão nas paredes do difusor que podem conduzir à deterioração do mesmo por fadiga ao longo do tempo. Este fenómeno é especialmente severo quando a frequência das oscilações do “vortex rope” coincide com a frequência de ressonância da turbina ou do circuito hidroeléctrico. Estes efeitos resultam da elevada instabilidade do escoamento. Dependendo da área da secção transversal do difusor ocupada pelo vórtice, o mesmo pode levar ao bloqueio da velocidade axial do escoamento.

Na Figura 7.20 é possível observar a interacção entre o escoamento à saída do difusor e o escoamento à entrada do canal de restituição, sendo elevada a turbulência do escoamento na passagem do difusor para o canal de restituição. Como se observa a água que se escoa para fora do difusor difunde-se gradualmente na água do canal de restituição como um escoamento de jacto. Na origem do jacto pode observar-se uma região de inversão do escoamento. O escoamento do jacto atinge rapidamente as paredes laterais do canal de restituição uma vez que a largura deste é limitada. Devido à difusão do escoamento do jacto o nível da água no canal de restituição aumenta gradualmente em conformidade com a diminuição na velocidade do escoamento, visível nas Figuras 7.18 e 7.20. O jacto que se expande a jusante da saída do difusor pode ser considerado como uma expansão do difusor. A desaceleração do escoamento resulta num abaixamento do nível da água à saída do difusor, aumentando assim a queda útil, o que constitui um dos propósitos do difusor. Para maiores valores da velocidade de rotação, ou seja no caso dos cenários 2 e 3, a diminuição da velocidade do escoamento no canal de restituição é mais brusca, pelo que a difusão do escoamento do jacto e o aumento do nível da água no canal de restituição são menos graduais, tal como se verifica na Figura 7.20.

Na Figura 7.21 pode observar-se que a pressão à entrada do rotor é superior à pressão à saída do mesmo, o que resulta do facto da turbina ser um conversor de energia, e traduz a respectiva queda útil. Também se observa na Figura 7.21, que o núcleo do vórtice no interior difusor apresenta valores de pressão reduzidos que conduzem à ocorrência de cavitação, e podem resultar na inversão do escoamento, a partir da saída do difusor em direcção ao eixo do rotor.

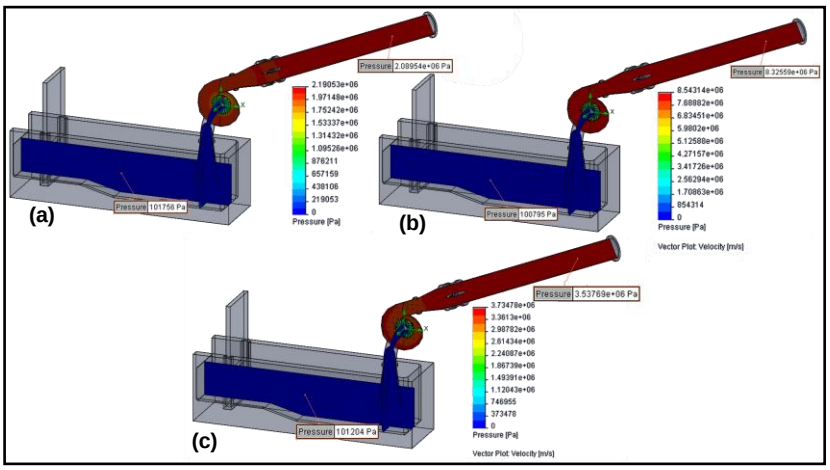


Figura 7.21: Distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2.

Os valores da pressão no núcleo do vórtice no interior difusor são tanto mais baixos quanto maior a velocidade de rotação do rotor, pelo que o cenário 3 apresenta maior susceptibilidade à ocorrência de cavitação. No trecho final do difusor e ao longo do canal de restituição ocorre um aumento da pressão, visível na Figura 7.21, até que se atinge o valor da pressão definido como condição de fronteira na secção de saída (S) do modelo geométrico. Este aumento da pressão está em conformidade com a diminuição da velocidade, visível nas Figuras 7.18 e 7.20, que ocorre para jusante do trecho final do difusor, e justifica a separação do escoamento em relação às paredes do modelo geométrico, que ocorre na região de passagem do difusor para o canal de restituição, e que se observa na Figura 7.20.

Os Gráficos 7.12 encontram-se adimensionalizados, sendo $v = V/V_{máx}$ onde V é a velocidade em cada ponto de cada um dos trechos (m/s), e $V_{máx}$ é a velocidade máxima verificada em cada trecho (m/s), e sendo $p = P/P_{máx}$ onde P é a pressão estática em cada ponto de cada um dos trechos (Pa), e $P_{máx}$ é a pressão estática máxima verificada em cada trecho (Pa).

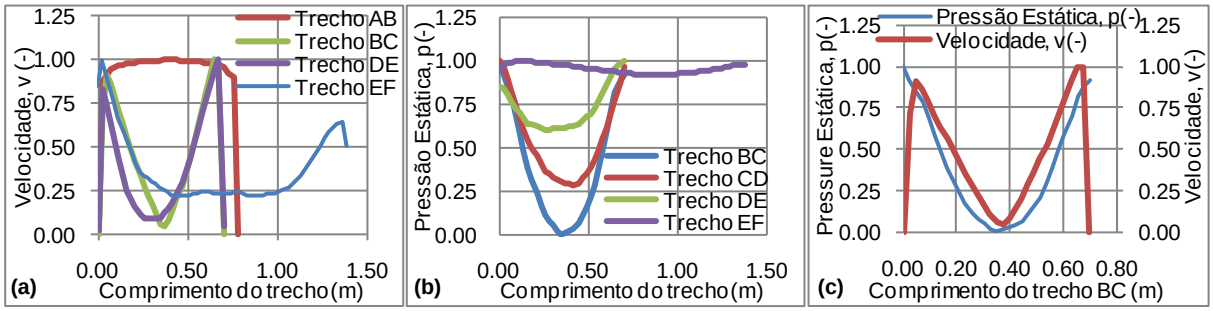


Gráfico 7.12: Cenário 2. (a) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, DE, e EF. (b) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos BC, CD, DE e EF. (c) Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho BC.

O Gráfico 7.12(a) mostra que o escoamento no trecho AB a montante do rotor é turbulento, uma vez que este trecho apresenta uma distribuição de velocidades regular. Os trechos AB, BC, e DE apresentam perfis de velocidade com valores aproximadamente nulos junto às paredes do modelo geométrico devido aos efeitos viscosos exercidos sobre o escoamento. Os perfis de velocidade dos trechos BC e DE apresentam valores mais reduzidos junto ao eixo do difusor, o que está de acordo com a Figura 7.19, e resulta do facto do escoamento entrar no difusor em rotação com elevada velocidade tangencial e reduzida velocidade axial pelo que o escoamento atinge as paredes do difusor com elevada velocidade. Esta distribuição de velocidades resulta também do vórtice que se forma para jusante da saída do rotor, e indica a possibilidade de ocorrência de inversão do escoamento em resultado do vórtice formado. No trecho EF à saída do difusor, e em conformidade com os perfis de velocidade que se verificam ao longo do mesmo, a velocidade é superior junto à periferia do trecho. Sendo máxima junto ao ponto E, dado o sentido segundo o qual o escoamento que sai do difusor se difunde gradualmente na água do canal de restituição.

No Gráfico 7.12(b) observa-se que a pressão estática apresenta o valor mais reduzido no trecho BC a jusante da saída do rotor, o que indica que a ocorrência de cavitação é mais severa nessa região à saída do rotor. Nos trechos BC, CD, e DE a pressão estática apresenta os valores mais reduzidos junto ao eixo do difusor, ou seja na região do núcleo do vórtice que se forma no interior do mesmo. Estes valores reduzidos indicam a possibilidade de ocorrência de cavitação na curva do difusor em resultado do vórtice que aí se forma.

Tanto a velocidade como a pressão estática apresentam os valores mais reduzidos junto ao eixo do difusor, sendo que ambos os parâmetros físicos descritivos do campo de escoamento apresentam o mesmo tipo de variação no interior do difusor, tal como se verifica no Gráfico 7.12(c) para o trecho BC. O que está de acordo com o comportamento rotacional do vórtice que se gera no interior do difusor.

7.4.4 Francis de escoamento misto

O Gráfico 7.13, permite observar que a queda útil da turbina aumenta com a velocidade de rotação do rotor. O Gráfico 7.13(b) foi obtido por simulação do escoamento para um grau de abertura do distribuidor de 60%, enquanto o Gráfico 7.13(a) corresponde à abertura total do distribuidor.

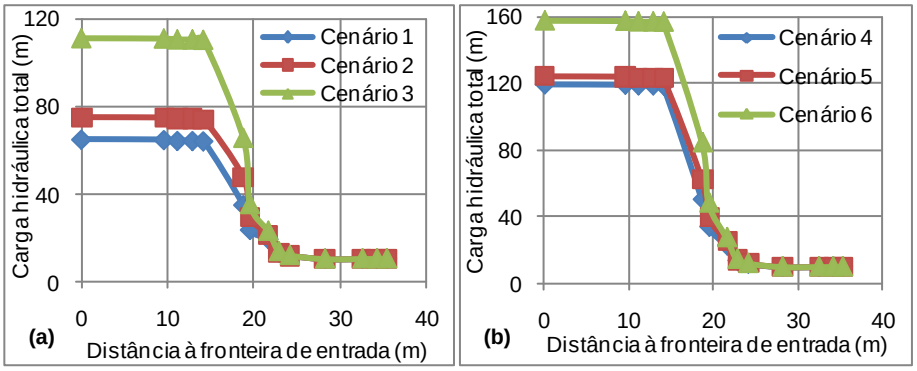


Gráfico 7.13: Traçado da linha de energia ao longo do modelo geométrico, (a) para os cenários 1, 2, e 3, e (b) para os cenários 4, 5, e 6.

Em resultado do fecho do distribuidor ocorre uma redução do caudal que entra no rotor provocando um aumento da pressão para montante do mesmo, o que justifica os maiores valores da pressão máxima, obtidos para os cenários referentes ao grau de abertura de 60% do distribuidor. Por observação do Gráfico 7.13 conclui-se que as quedas úteis obtidas para a turbina Francis de escoamento misto são inferiores às quedas úteis obtidas para a turbina Francis de escoamento radial (ver Gráfico 7.11), tendo em conta os domínios de aplicação deste tipo de turbinas.

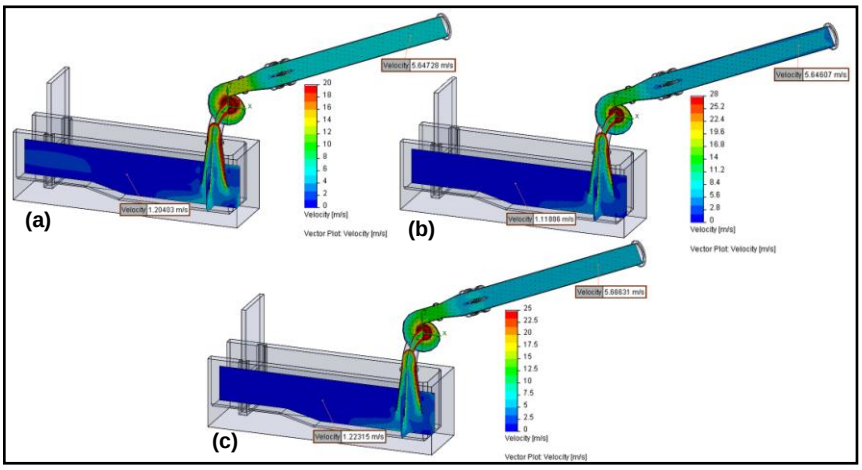


Figura 7.22: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 4, (b) cenário 6, e (c) cenário 5.

Na Figura 7.22, é possível observar que a velocidade de rotação do rotor está associada a um aumento na velocidade de escoamento no interior da evoluta, no sentido das paredes da mesma até ao eixo do rotor, o que implica que a superfície da evoluta esteja sujeita a tensões tangenciais significativas. Sendo que este aumento de velocidade é mais gradual no caso do cenário 4 a que corresponde a menor velocidade de rotação.

O escoamento entra no rotor segundo a direcção radial, e ao longo da passagem do escoamento pelo mesmo, a respectiva direcção sofre uma transição contínua e gradual, pelo que o escoamento entra no difusor com uma componente de velocidade axial significativa. A força do escoamento acciona o rotor, e

por sua vez a velocidade de rotação do rotor e a forma das respectivas pás atribuem ao escoamento um comportamento rotacional. No difusor a velocidade axial do escoamento é baixa enquanto a velocidade tangencial é elevada, o que resulta numa distribuição de velocidades com valores reduzidos junto ao eixo do difusor, que aumentam em direcção às paredes do mesmo, tal como se observa nas Figuras 7.22 e 7.23.

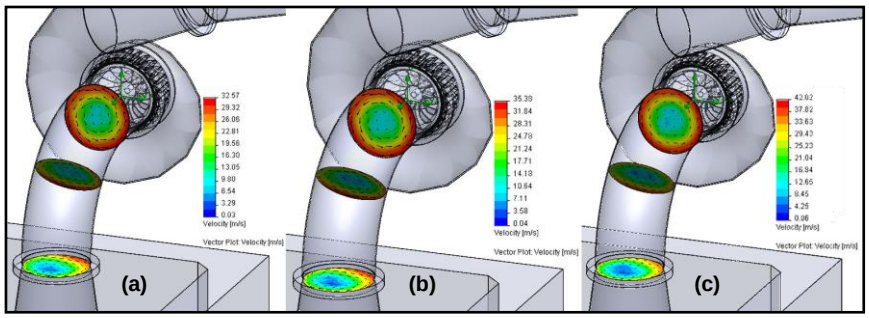


Figura 7.23: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos transversais ao difusor. (a) Cenário 4, (b) cenário 5, e (c) cenário 6.

Verifica-se na Figura 7.22, que a partir da secção de entrada do escoamento no modelo até à evoluta, inclusivé, o escoamento é irrotacional, o que se confirma tendo em conta que nesta região do modelo ocorre um aumento na velocidade a que corresponde uma diminuição na pressão estática, tal como se observa nas Figuras 7.22 e 7.25.

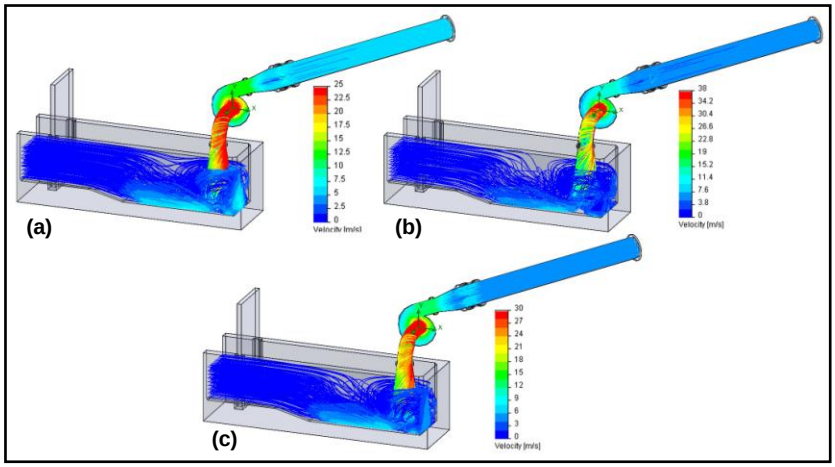


Figura 7.24: Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (a) Cenário 4, (b) cenário 6, e (c) cenário 5

O vórtice turbulento que se forma à saída do rotor é visível na Figura 7.24. Em resultado do comportamento rotacional deste vórtice o escoamento atinge as paredes do difusor com elevada velocidade tangencial, como mostram as trajectórias do escoamento que junto as paredes do difusor apresentam maiores valores da velocidade do que as trajectórias junto ao eixo do mesmo.

Na Figura 7.24 observa-se ainda a região de elevada turbulência do escoamento na passagem do difusor para o canal de restituição, sendo esta turbulência mais significativa no caso do cenário 6 a que corresponde a maior velocidade de rotação do rotor. A desaceleração do escoamento na passagem do difusor para o canal de restituição é maior no caso do cenário 6, pelo que o abaixamento do nível de água à saída do difusor é mais notório neste cenário, tal como se observa na Figura 7.24.

A Figura 7.25 mostra a queda útil associada à turbina Francis de escoamento misto, obtida para as diferentes condições de operação consideradas na simulação dos vários cenários de escoamento. Os valores mais reduzidos da pressão estática verificam-se no núcleo do vórtice que se forma a jusante da saída do rotor, tal como se observa na Figura 7.25, o que indicia a ocorrência de cavitação no trecho inicial do difusor. No cenário 6, a que corresponde a maior velocidade de rotação do rotor, o vórtice desenvolve-se ao longo de uma maior extensão do difusor, como se observa nas Figuras 7.22 e 7.24, e os valores de pressão que se verificam no núcleo do respectivo vórtice são ainda mais reduzidos. Assim, a tendência para ocorrência de cavitação no interior do difusor é maior no caso do cenário 6.

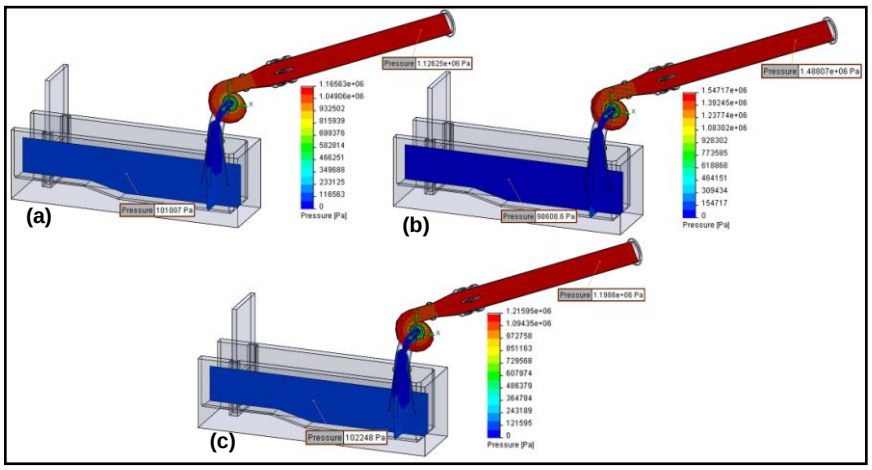


Figura 7.25: Distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 4, (b) cenário 5, e (c) cenário 6.

Os valores da pressão voltam a aumentar no trecho final do difusor e ao longo do canal de restituição, de modo a obter na secção de saída (S) do modelo geométrico o valor da pressão aí definido como condição de fronteira, tal como mostra a Figura 7.25. Nesta região do modelo geométrico o escoamento é retardado, o que associado ao aumento da pressão está na origem do fenómeno de separação do escoamento em relação às paredes do modelo geométrico, que se observa na Figura 7.24. À separação junta-se a elevada turbulência do escoamento que acaba por se atenuar no final do canal de restituição.

Os Gráficos 7.14 encontram-se adimensionalizados, sendo $v(-)$ e $p(-)$ definidos da mesma forma, usada para adimensionalizar os Gráficos 7.13.

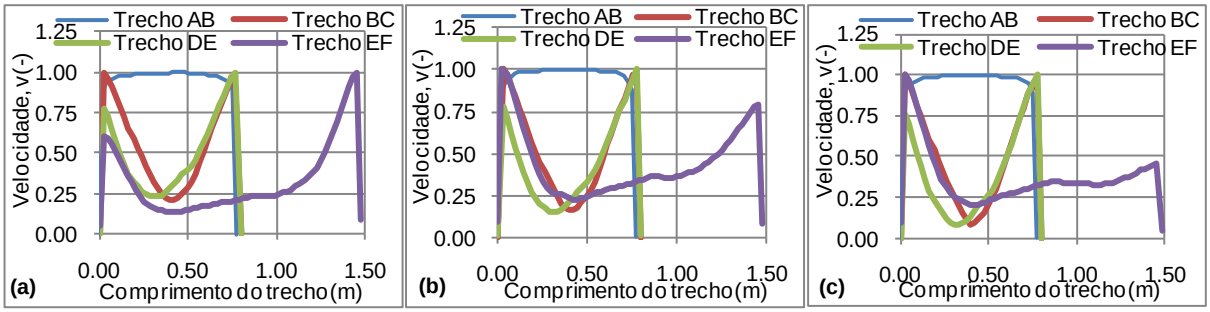


Gráfico 7.14: Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, DE, e EF. (a) cenário 4, (b) cenário 5, e (c) cenário 6.

O escoamento no trecho AB é turbulento nos vários cenários, por observação do Gráfico 7.14. Os trechos BC e DE apresentam nas respectivas extremidades valores da velocidade aproximadamente nulos que rapidamente atingem a velocidade máxima desses trechos, verificada junto às paredes do rotor. O trecho BC apresenta o valor máximo de velocidade no cenário 6, a que corresponde a maior velocidade de rotação do rotor, junto à extremidade B, e o trecho DE também apresenta o valor máximo de velocidade no cenário 6, mas junto à extremidade E, como se verifica no Gráfico 7.14 e na Figura 7.23. Na Figura 7.23 é possível verificar, que ao longo da curva do difusor o núcleo do vórtice que aí se forma, passa de uma posição praticamente coincidente com o centro do trecho BC, a montante da curva, para uma posição mais próxima da extremidade D do trecho DE a jusante da curva do difusor. Sendo este comportamento do vórtice induzido pela curva do difusor. Os menores valores de velocidade dos trechos BC e DE verificam-se ao centro dos mesmos, o que indica a possibilidade de ocorrência de inversão do escoamento junto ao eixo do difusor, em resultado do vórtice formado para jusante da saída do rotor. Como se verifica no Gráfico 7.14, a velocidade na extremidade E do trecho EF aumenta com a velocidade de rotação do rotor, e na extremidade F diminui, o mesmo se observa na Figura 7.23. Assim, com o aumento da velocidade de rotação, a passagem do escoamento do difusor para o canal de restituição, ocorre com maior velocidade e maioritariamente junto à extremidade E do trecho EF.

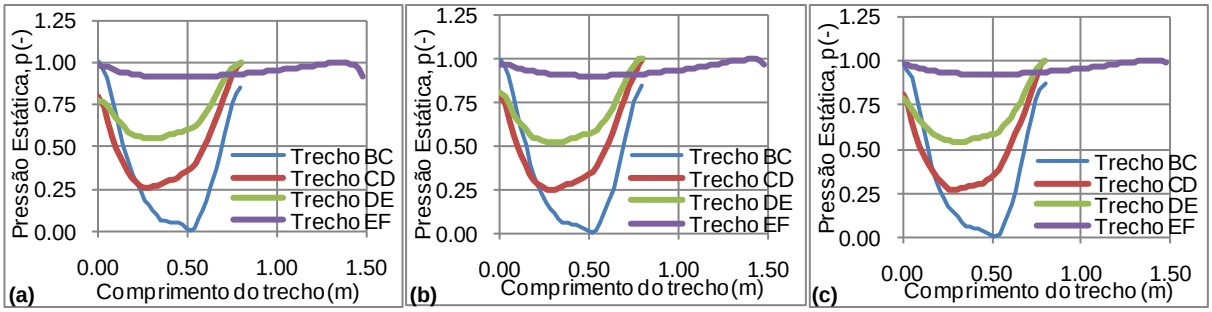


Gráfico 7.15: Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos BC, CD, DE e EF. (a) cenário 4, (b) cenário 5, e (c) cenário 6.

A ocorrência de cavitação é mais significativa junto ao eixo do trecho do difusor imediatamente a jusante do rotor, o que se confirma no Gráfico 7.15, uma vez que para os três cenários, o valor mais reduzido da

pressão estática ocorre aproximadamente ao centro do trecho BC. Nos trechos CD e DE, os valores mínimos da pressão estática também ocorrem junto ao eixo do difusor, do núcleo do vórtice que se forma no interior do mesmo. Nos trechos BC e DE, tanto a velocidade como a pressão estática diminuem da parede do difusor para o eixo do mesmo, como se verifica nos Gráficos 7.14 e 7.15, assim o escoamento no interior da curva do difusor é irrotacional, o que está de acordo com o vórtice que aí se desenvolve.

7.4.5 Hélice de cinco pás

De acordo com o domínio de aplicação das turbinas hélice, obtêm-se para esta turbina valores da queda útil inferiores aos obtidos para as turbinas Francis tanto de escoamento radial como misto. Nestas turbinas o aumento da velocidade de rotação tem um efeito de sucção no escoamento baixando a pressão (Gráfico 7.16).

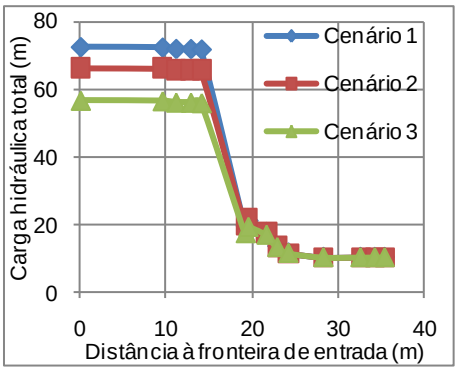


Gráfico 7.16: Traçado da linha de energia ao longo do modelo geométrico para os cenários 1, 2 e 3.

No caso das turbinas hélice, o rotor encontra-se localizado a jusante do distribuidor no início do difusor, como tal na análise da turbina hélice obtém-se no interior da evoluta um aumento da velocidade mais gradual e menos significativo, do que no caso da análise das turbinas Francis, tal como se observa na Figura 7.26. Sendo esse aumento maioritariamente induzido pela diminuição da área da secção transversal da evoluta para jusante e pela presença do distribuidor, e não tanto pela velocidade de rotação do rotor.

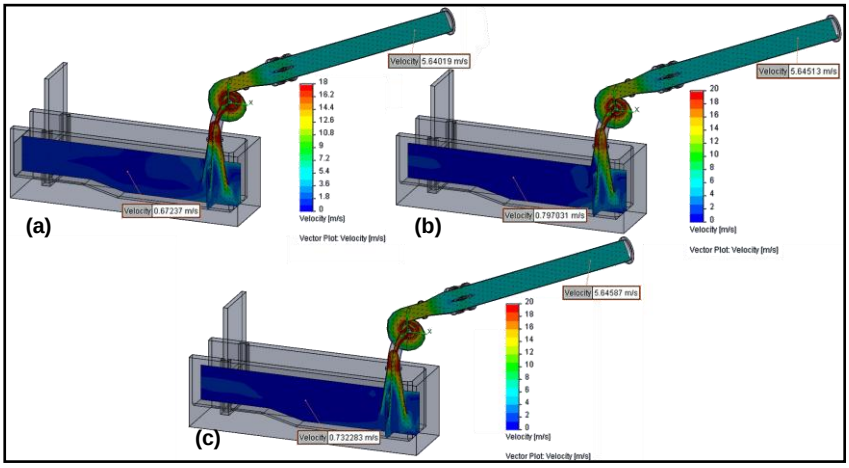


Figura 7.26: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2.

O escoamento entra axialmente no rotor e a direcção principal do escoamento ao longo da passagem pelo rotor é paralela ao eixo de rotação, pelo que à saída do mesmo o escoamento é também axial. À entrada no difusor o escoamento apresenta maior velocidade e um comportamento rotacional em resultado da passagem pelo rotor. No caso da análise à turbina Hélice, e em comparação com a análise às restantes turbinas, a diferença entre a velocidade axial e a velocidade tangencial do escoamento no interior do difusor é muito menos significativa, como se conclui da distribuição de velocidades representada nas Figuras 7.26 e 7.27. Uma vez que o aumento da velocidade do escoamento do eixo do difusor para as paredes do mesmo é menos significativo no caso da turbina hélice, o vórtice que se forma a jusante do rotor é menos intenso e tem menor capacidade para reduzir a velocidade axial do escoamento.

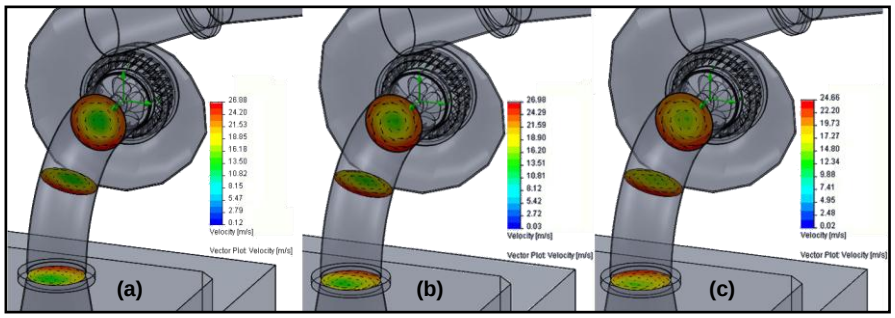


Figura 7.27: Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s) em planos transversais ao difusor. (a) Cenário 1, (b) cenário 2, e (c) cenário 3.

Na Figura 7.28, observa-se que na passagem pelo rotor as trajectórias do escoamento apresentam a forma de uma hélice cilíndrica, o que é característico do escoamento em turbinas axiais.

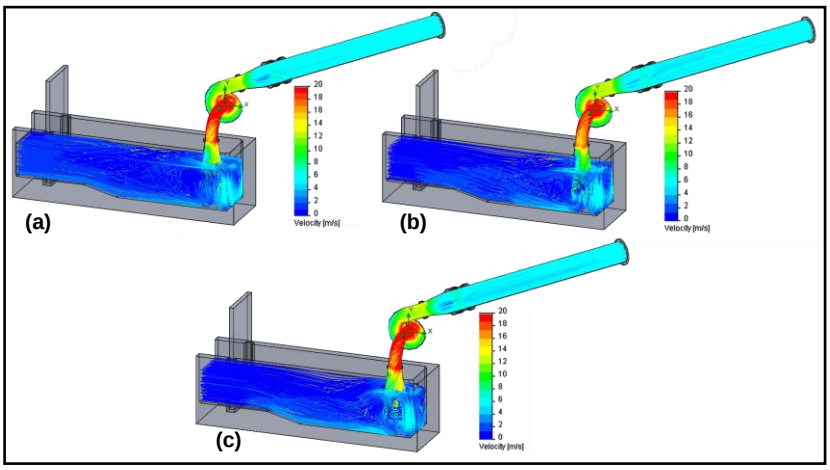


Figura 7.28: Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2.

No interior da evoluta o escoamento é acelerado com diminuição da pressão no sentido do escoamento, pelo que não ocorre separação do escoamento que se apresenta irrotacional, tal como se observa na Figura 7.28.

À saída do rotor até ao trecho final do difusor o escoamento apresenta-se rotacional, como se observa na Figura 7.28, o que evidencia a presença dum vórtice nessa região, que apresenta menor intensidade no caso da turbina hélice. Ainda assim, a velocidade do escoamento é superior junto às paredes do difusor como mostram as trajectórias do escoamento da Figura 7.28, como tal têm-se tensões tangenciais significativas na superfície do difusor.

No trecho final do difusor a velocidade e o comportamento rotacional do escoamento, são no caso da turbina hélice menos intensos do que no caso da turbina Francis. Assim, a desaceleração do escoamento na passagem do difusor para o canal de restituição é menor no caso da turbina hélice, e como tal o abaixamento do nível de água à saída do difusor é, como se observa na Figura 7.28, quase inexistente, no caso da análise da turbina. Observa-se ainda na Figura 7.28, que a turbulência do escoamento na passagem do difusor para o canal de restituição é elevada, e que a difusão do escoamento no canal de restituição é gradual, uma vez que a diminuição da velocidade na passagem para o canal de restituição é menor no caso da turbina hélice, pelo que é gradual o aumento do nível de água no canal de restituição.

A Figura 7.29 mostra que a pressão à entrada do rotor é superior à pressão à saída do mesmo, o que traduz a queda útil obtida para a turbina hélice, na simulação dos vários cenários de escoamento para diferentes condições de operação. Como se referiu acima o vórtice que se forma a jusante do rotor é menos intenso no caso da turbina hélice, pelo que o núcleo deste vórtice ocupa menos área da secção transversal do difusor. Adicionalmente, na Figura 7.29 observa-se que a extensão do difusor ao longo da qual de desenvolve o núcleo do vórtice, onde se verificam valores de pressão reduzidos, é no caso da

turbina hélice inferior à que se verifica para as turbinas Francis. Assim, para a turbina hélice a ocorrência de cavitação reduz-se a um trecho mais curto do difusor a jusante do rotor. Para a maior velocidade de rotação relativa ao cenário 3, verifica-se na Figura 7.29(b), que o vórtice se desenvolve-se ao longo de uma maior extensão do difusor e que o respectivo núcleo apresenta valores de pressão mais reduzidos, como tal este cenário apresenta maior susceptibilidade à ocorrência de cavitação.

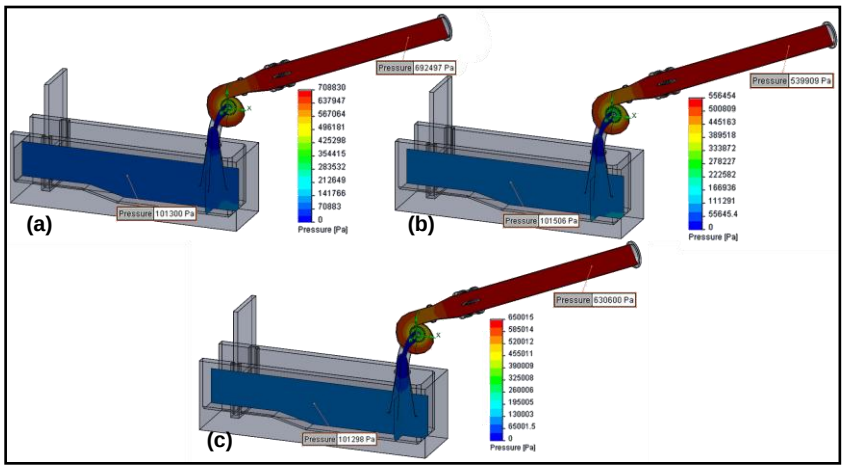


Figura 7.29: Distribuição da pressão estática (Pa) em planos longitudinais ao modelo geométrico. (a) Cenário 1, (b) cenário 3, e (c) cenário 2.

No trecho final do difusor e ao longo do canal de restituição, ocorre um aumento da pressão e uma diminuição na velocidade, pelo que se reúnem condições propícias à ocorrência de separação do escoamento em relação às paredes do modelo geométrico, na região de passagem do difusor para o canal de restituição, tal como se observa na Figura 7.28.

Os Gráficos 7.17 encontram-se adimensionalizados, sendo $v(-)$ e $p(-)$ definidos da mesma forma, usada para adimensionalizar os Gráficos 7.12.

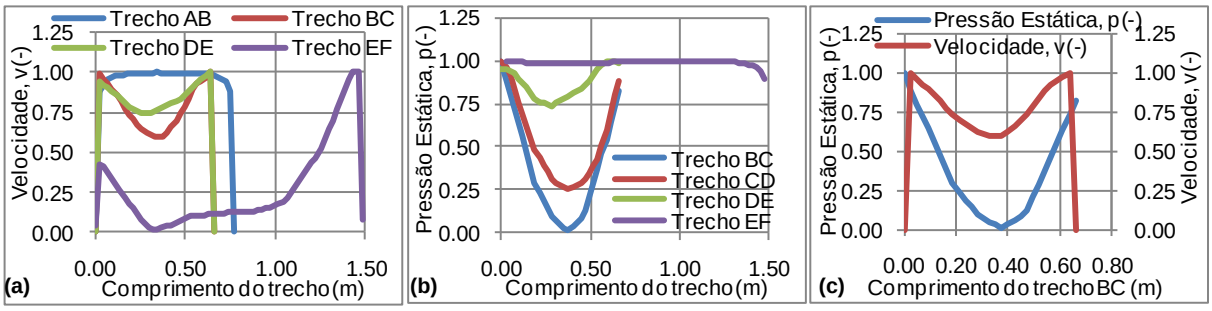


Gráfico 7.17: Cenário 2. (a) Variação do módulo da velocidade (-) ao longo dos trechos AB, BC, DE, e EF. (b) Variação da pressão estática (-) ao longo dos trechos BC, CD, DE e EF. (c) Comparação entre a variação da pressão estática (-) e a variação do módulo da velocidade (-) ao longo do trecho BC.

Comparando o Gráfico 7.17(a) com o Gráfico 7.12(a), consolida-se a conclusão de que no caso da turbina hélice, a diferença entre a velocidade axial do escoamento junto ao eixo do difusor e a velocidade

tangencial que se verifica junto às paredes do mesmo, é menos acentuada do que no caso das turbinas Francis. Assim, o vórtice formado a jusante do rotor da turbina hélice é menos intenso do que aquele que se forma a jusante do rotor de ambas as turbinas Francis.

Comparando o Gráfico 7.17(b) com o Gráfico 7.12(b), e observando que o valor mínimo de pressão verificado no trecho DE é superior no caso da turbina hélice (Gráfico 7.17(b)), conclui-se ainda que para esta turbina, a extensão do difusor em que se desenvolve o núcleo do vórtice junto ao respectivo eixo, com menores valores da pressão estática associados, é menor do que no caso das turbinas Francis. Assim, na turbina hélice a cavitação é menos intensa e ocorre num trecho mais curto do difusor a jusante do rotor.

O Gráfico 7.17(c), confirma o comportamento rotacional do escoamento a jusante do rotor, uma vez que tanto os valores da velocidade como os valores da pressão estática diminuem das extremidades para o centro do trecho BC, sendo que esta variação traduz o comportamento do vórtice que se forma a jusante do rotor.

8 Modelação experimental e modelação computacional. Análise e comparação de resultados

8.1 Descrição da instalação e análise de resultados

Na parte final deste estudo procede-se à análise em laboratório da hidrodinâmica do escoamento numa bomba – turbina, uma vez que este conversor energético constitui uma solução rentável, em relação às turbinas convencionais, para produção energética de baixa potência.

Na Figura 8.1 apresenta-se a instalação montada em laboratório que permite efectuar a análise da hidrodinâmica do escoamento na passagem pela bomba – turbina, para várias condições de operação. Adicionalmente, a Figura 8.1 mostra o sentido do escoamento na instalação.

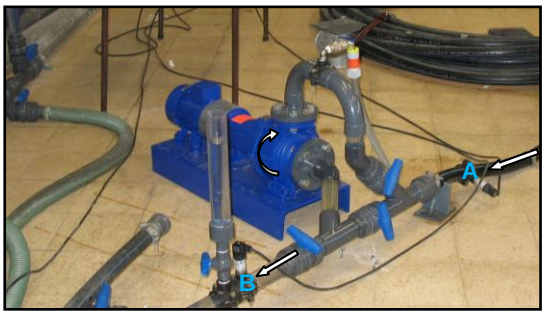


Figura 8.1: Bomba – turbina e instalação em laboratório.

A instalação inclui vários componentes, designadamente: (1) bomba que aspira água de um reservatório principal que alimenta a instalação, (2) reservatório com ar comprimido a jusante da bomba cuja função é estabilizar a pressão à saída da mesma, (3) medidor electromagnético de caudal a jusante do reservatório de ar comprimido, (4) várias válvulas de controlo de caudal, (5) vários transdutores para medição da pressão, (6) a bomba – turbina a analisar, e finalmente a jusante da mesma (7) um reservatório em superfície livre, para descarga do caudal turbinado, com descarregador triangular a 90º. A configuração da instalação é em circuito fechado. Dois dos transdutores encontram-se a montante e a jusante da bomba – turbina, respectivamente nos pontos A e B, assinalados na Figura 8.1. O ponto de rendimento óptimo da bomba – turbina analisa é caracterizado por um caudal de $3,36l/s$, queda útil de $4m$, rendimento de 60%, potência de $0,08kW$, e velocidade de rotação de $1020rpm$. A flange de montante à entrada da bomba – turbina apresenta um diâmetro interno $d=50mm$, e a flange de jusante à saída da bomba – turbina apresenta um diâmetro interno $d=63mm$. Em todos os ensaios efectuados em laboratório, a bomba – turbina encontra-se desligada da rede eléctrica sendo nulo o binário resistente, pelo que não há resistência à rotação da bomba – turbina resultante da acção do escoamento nas respectivas pás. O laboratório apresenta limites operacionais, pelo que os valores de caudal e

consequentemente de velocidade de rotação que podem ser atingidos são limitados. Assim, em condições de laboratório a bomba – turbina opera em condições fora do ponto óptimo de funcionamento. Todos os ensaios foram efectuados em regime permanente, uma vez que se mantiveram fixos, em cada ensaio, os graus de abertura das válvulas de controlo de caudal. Verifica-se experimentalmente que com as válvulas de controlo de caudal totalmente abertas, o caudal máximo na instalação, impedindo que o escoamento passe pela bomba – turbina, é de $3,2 l/s$, o caudal máximo, permitindo que o escoamento passe pela bomba – turbina, é de $2,9 l/s$, e o caudal mínimo, abaixo do qual a bomba – turbina não apresenta velocidade de rotação permitindo que o escoamento passe pela mesma, é de $2,0 l/s$. Para permitir ou impedir a passagem do escoamento pela bomba – turbina recorre-se ao sistema by – pass presente na Figura 8.1. O escoamento entra na evoluta e incide radialmente nas pás do rotor, induzindo ao mesmo uma determinada velocidade de rotação que depende do caudal que se regula para cada ensaio. O caudal sai axialmente do rotor, e observa-se durante a realização dos ensaios, na tubagem transparente imediatamente a jusante da saída da roda da bomba – turbina, a rotacionalidade e a intensidade de turbulência do escoamento, induzida pela velocidade de rotação da roda. É também perceptível que a velocidade no sentido do escoamento é inferior junto ao eixo da mesma conduta, em resultado da separação da veia líquida que se verifica a jusante do eixo da roda. Foram efectuados vários ensaios para diferentes valores de caudal e consequentemente diferentes valores da velocidade de rotação. Para cada ensaio, regula-se um determinado valor de caudal, e após a estabilização do escoamento, mede-se a velocidade de rotação da bomba – turbina por recurso a um tacómetro digital, registam-se os valores da pressão nos transdutores localizados a montante e a jusante da bomba – turbina, respectivamente nos pontos A e B, assinalados na Figura 8.1, e recolhem-se perfis de velocidade em diferentes secções do escoamento por meio de um medidor Doppler ultra sónico, série 3000. Este equipamento permite em tempo real, o registo de diagramas de velocidade em secções do escoamento, quer em regime permanente quer em regime variável. Os valores da pressão são obtidos com o objectivo de determinar a queda útil na bomba – turbina para cada valor de caudal turbinado nos diferentes ensaios. Os diagramas de velocidade são recolhidos com o objectivo de analisar a hidrodinâmica do escoamento em secções características da instalação, como secções de curvas ou nas proximidades de curvas, cotovelos ou válvulas. A análise dos diagramas de velocidade, obtidos por meio do dispositivo Doppler nas secções do escoamento onde se posiciona a respectiva sonda, possibilita a detecção de regimes variáveis e de fenómenos com efeitos dissipativos que podem conduzir a reduções no rendimento da bomba – turbina. As referidas secções encontram-se identificadas na Figura 8.2.

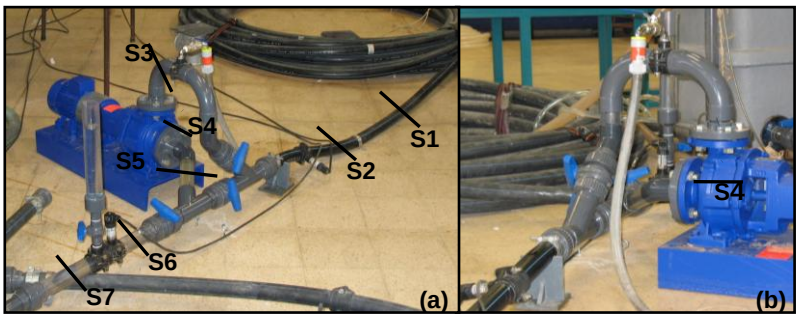


Figura 8.2: Secções de medição com o Doppler na instalação

Posicionando a sonda em cada uma das secções representadas na Figura 8.2, realizam-se três ensaios para diferentes valores de caudal, e para cada um dos ensaios obtêm-se cem diagramas de velocidade, a velocidade de rotação da roda da bomba – turbina, e os valores da pressão a montante e a jusante da mesma, respectivamente nos pontos A e B, identificados na Figura 8.1. Os valores da velocidade de rotação e da pressão obtidos em cada um dos ensaios encontram-se na Tabela 8.1, onde se encontra também o valor da queda útil na bomba – turbina correspondente a cada valor de caudal turbinado, a frequência da sonda do dispositivo Doppler utilizada, e o ângulo em relação à horizontal segundo o qual se posicionou a sonda para recolher cada um dos diagramas de velocidade.

Tabela 8.1: Tabela de resultados adquiridos experimentalmente em cada ensaio.

Número do ensaio	Secção	Caudal (l/s)	Frequência da sonda (MHz)	Ângulo da sonda (°)	Velocidade de rotação (rpm)	Pressão no ponto A (m)	Pressão no ponto B (m)	Queda útil $\Delta H(m)$
1	S1	2,77	2	75	950	6,43	2,61	3,82
2		2,40	4	70	570	4,17	2,18	1,98
3		2,00			280	3,09	1,83	1,26
4	S2	2,70	4	75	1140	7,03	1,98	5,05
5		2,40			780	4,71	1,74	2,98
6		2,00			100	2,93	1,24	1,69
7	S3	2,80	2	75	880	6,15	2,70	3,44
8		2,46			680	4,68	2,33	2,35
9		2,02			190	3,20	1,87	1,33
10	S4	2,83	2	75	935	4,56	2,30	2,26
11		2,40			350	4,56	2,30	2,26
12		2,01			205	3,20	1,91	1,29
13	S5	2,80	2	75	850	6,11	2,77	3,34
14		2,40			520	4,29	2,24	2,04
15		2,00			300	3,19	1,87	1,31
16	S6	2,77	4	70	880	6,47	2,61	3,86
17		2,35			600	4,19	2,17	2,02
18		2,00			230	3,26	1,89	1,37
19	S7	2,82	4	70	860	6,10	2,68	3,41
20		2,42			600	4,32	2,21	2,11
21		2,00			300	3,42	1,95	1,47

A partir dos valores dos parâmetros característicos n, Q, e H, obtidos experimentalmente e apresentados na Tabela 8.1, e dos valores nominais relativos aos mesmos parâmetros, acima referidos, obtêm-se as curvas características para a bomba – turbina presentes no Gráfico 8.1. O Gráfico 8.1(a) confirma o aumento da velocidade de rotação da roda com o aumento do caudal regulado para a instalação. O aumento da queda útil da bomba – turbina com o caudal turbinado mostra-se no Gráfico 8.1(b). Uma vez que as maiores velocidades de rotação correspondem aos maiores caudais, e que a queda útil aumenta com o caudal, então a queda útil também aumenta com a velocidade de rotação, tal como se observa no Gráfico 8.1(c).

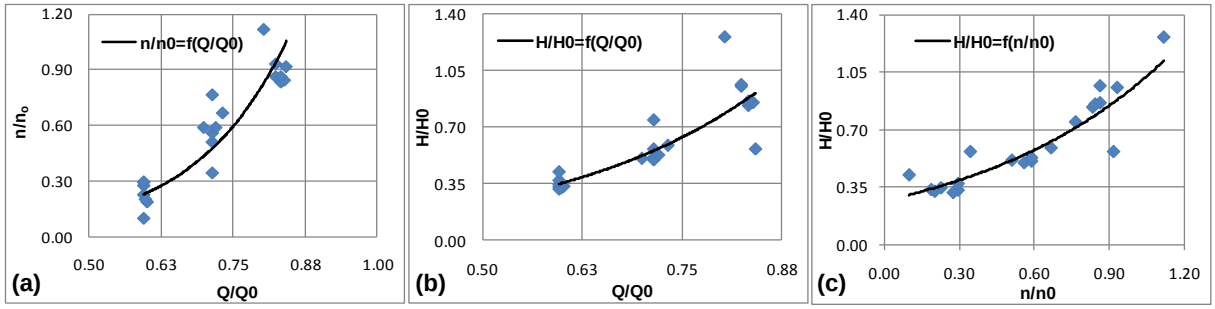


Gráfico 8.1: Curvas características da bomba – turbina adimensionalizadas pelos valores de n, Q, e H correspondentes ao ponto de rendimento óptimo. (a) Curva característica da velocidade de rotação em função do caudal. (b) Curva característica da queda útil em função do caudal. (c) Curva característica da queda útil em função da velocidade de rotação.

Apresenta-se, nos Gráficos 8.2 a 8.8, para um dos cenários relativos a cada uma das secções de escoamento analisadas (S1 a S7), um dos cem diagramas de velocidade recolhidos pelo Doppler.

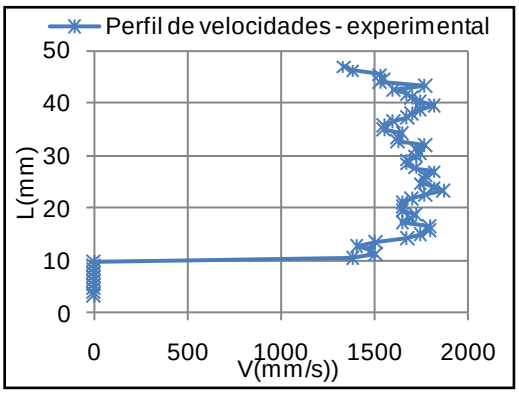


Gráfico 8.2: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 2.

Verifica-se, no Gráfico 8.2, uma forte redução da velocidade de escoamento na zona adjacente às paredes da conduta, o que se deve às tensões tangenciais de origem viscosa que aí se verificam e que introduzem resistência ao escoamento. Efectivamente, essa redução não se verifica junto ao topo da parede da conduta, como seria de esperar. O que se justifica tendo em consideração os problemas técnicos relativos à utilização de partículas de *seeding*, necessárias para a recolha de velocidades pelo dispositivo doppler, que ocorreram aquando da realização destes ensaios. Observam-se, na zona interior

da conduta e exterior à camada limite, valores da velocidade significativamente superiores e com uma distribuição uniforme, o que leva a concluir que na secção S1 o escoamento ocorre em regime turbulento. Conclui-se que na secção S1 o escoamento não está sujeito a perturbações.

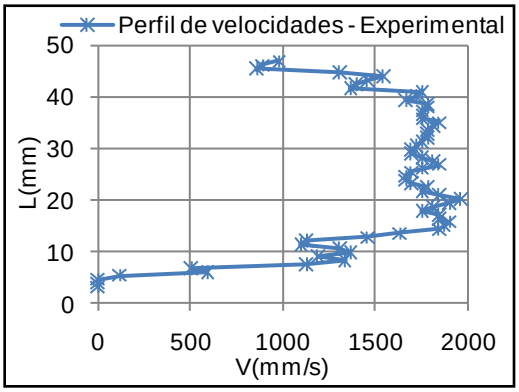


Gráfico 8.3: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 5.

Na secção S2 começa a verificar-se alguma perturbação no escoamento, uma vez que se observa no Gráfico 8.3, alguma irregularidade na distribuição dos valores da velocidade. Não obstante a referida irregularidade, o perfil de velocidades é característico de escoamentos turbulentos. A proximidade da secção S2 à derivação a 45°, visível na Figura 8.2, e o facto de nesta secção se iniciar uma variação na cota geométrica do eixo da conduta, podem justificar a irregularidade verificada. Adicionalmente, verificam-se, no Gráfico 8.3, valores da velocidade mais reduzidos na zona adjacente à parede da conduta, devido aos efeitos viscosos exercidos sobre o escoamento. O Gráfico 8.3 não mostra menores valores da velocidade junto ao topo da parede da conduta, pela mesma razão acima referida.

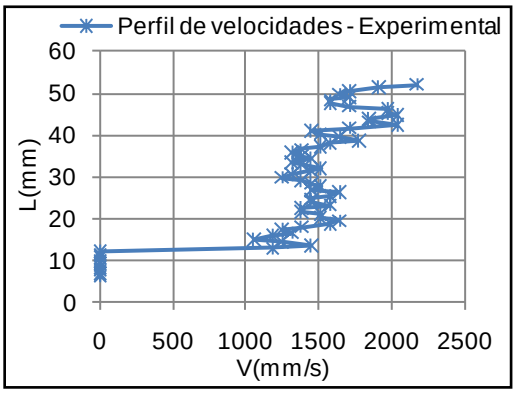


Gráfico 8.4: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 8.

Para recolha dos diagramas de velocidade na secção S3, a sonda do dispositivo doppler é colocada em contacto com o extradorso da curva de montante da bomba – turbina. Assim, os primeiros valores de velocidade registados pelo dispositivo doppler são relativos ao extradorso da curva, e o registo de valores progride no sentido do extradorso para o intradorso, ao longo dum trecho posicionado segundo o raio da curva. Deste modo, os valores de velocidade registados no inicio do eixo das ordenadas do Gráfico 8.3,

são relativos ao extradorso da curva, e os valores de velocidade registados no final do mesmo eixo, são relativos ao intradorso da mesma curva. Nas curvas os valores de velocidade crescem do extradorso para o intradorso das mesmas, ao longo do referido trecho, o que se confirma por observação do Gráfico 8.4, onde os valores de velocidade são crescentes ao longo do eixo das ordenadas.

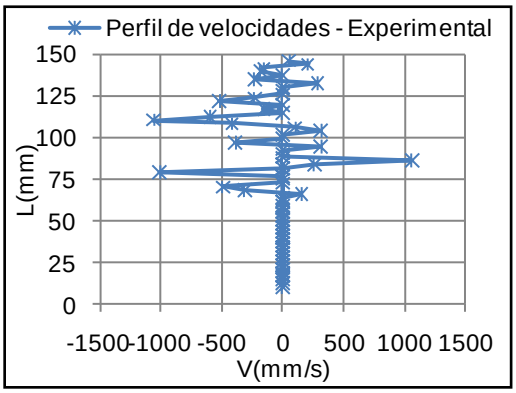


Gráfico 8.5: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 11.

Foram recolhidos perfis de velocidade na secção S4 com o objectivo de melhor compreender a hidrodinâmica do escoamento no interior da evoluta e junto à roda da bomba – turbina. No entanto, dado o tipo de material e a elevada espessura da evoluta, a fiabilidade dos diagramas de velocidade assim obtidos é baixa. No interior da evoluta o escoamento é irrotacional, e os valores de velocidade são reduzidos junto às paredes da mesma, em resultado das tensões tangenciais viscosas que aí se desenvolvem, e crescentes a partir das paredes até ao eixo da roda, sendo este crescimento um efeito da velocidade de rotação da roda. O Gráfico 8.5 não traduz a referida variação de velocidade que se espera verificar no interior da evoluta, pelo que os diagramas de velocidade obtidos na secção S4 não devem ser considerados descritivos do comportamento do escoamento que aí se verifica.

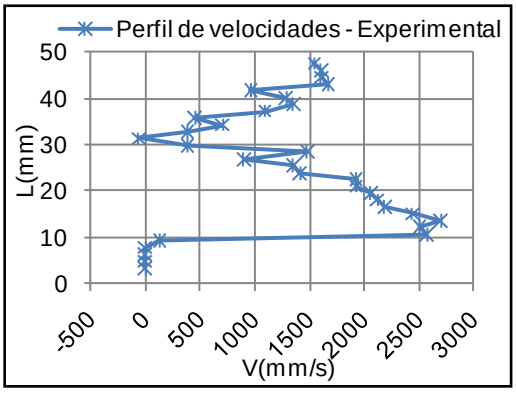


Gráfico 8.6: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 14.

Em resultado da velocidade de rotação da roda da bomba – turbina e da forma das respectivas pás, o escoamento é rotacional à saída do rotor e ao longo da conduta difusora onde se encontra a secção S5 (Figura 8.2). Deste modo, o escoamento sai da roda com velocidade tangencial significativa em relação à

velocidade axial. Assim, a partir da saída da roda e ao longo da conduta difusora, gera-se um forte vórtice turbulento cujo núcleo, onde é mais reduzida a velocidade axial do escoamento, se verifica aproximadamente junto ao eixo da conduta. No Gráfico 8.6, os menores valores de velocidade verificam-se aproximadamente junto ao eixo da conduta, o que mostra que o núcleo do vórtice, que se forma a jusante do rotor e ao longo da conduta difusora, ocorre aproximadamente junto ao eixo da conduta. Adicionalmente, e tal como se verifica no Gráfico 8.6, a velocidade no sentido do escoamento apresenta valores crescentes do eixo para a periferia da conduta difusora, uma vez que junto às paredes da mesma a vorticidade do escoamento é significativamente inferior, permitindo maiores valores de velocidade axial do escoamento. Quanto maior a área da secção transversal da conduta difusora ocupada pelo vórtice, maior é a extensão do trecho segundo a direcção diametral da conduta, ou seja do eixo das ordenadas do Gráfico 8.6, em que se verificam valores mais reduzidos da velocidade no sentido do escoamento. A velocidade axial do escoamento pode ser praticamente bloqueada, nos casos em que a área da secção transversal da conduta difusora ocupada pelo vórtice é muito significativa. Em resultado do comportamento rotacional do escoamento e dos reduzidos valores da pressão que se verificam junto ao eixo da conduta, as velocidades que aí ocorrem são também reduzidas e podem atingir valores negativos, como se verifica no Gráfico 8.6, o que indicia ocorrência de inversão do escoamento junto ao eixo da conduta difusora.

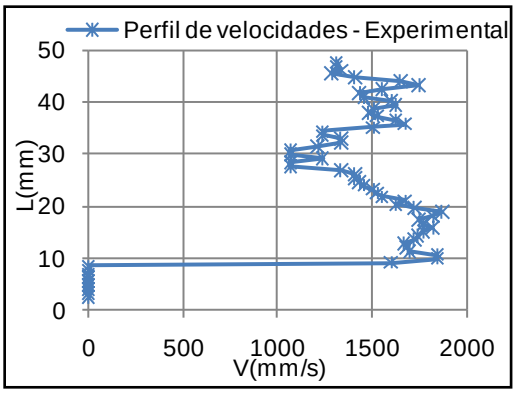


Gráfico 8.7: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 17.

A secção S6 (Figura 8.2) encontra-se já afastada da roda e da conduta difusora da bomba – turbina, assim espera-se que nesta secção, a vorticidade e a turbulência do escoamento diminuam de intensidade. O que se confirma por observação do Gráfico 8.7, onde junto ao eixo, apesar de ainda se verificar uma redução nos valores da velocidade, se registam velocidades significativamente superiores em relação às que se verificam junto ao eixo da secção S5. A redução nos valores da velocidade que se verifica junto ao eixo da conduta na secção S6, visível no Gráfico 8.7, permite concluir que o vórtice que se forma a partir da saída da roda e ao longo da conduta difusora, atinge a secção S6 ainda que com menor intensidade, uma vez que o diferencial de velocidades entre o eixo e as paredes da conduta é na secção S6 inferior ao que se verifica na secção S5. A não uniformidade na distribuição de velocidades que se observa no Gráfico 8.7, resulta da vorticidade que ainda se verifica junto ao eixo da conduta na

secção S6, e pode também resultar da perturbação induzida ao escoamento pela junção a 45° localizada a montante da secção S6 (Figura 8.2). A válvula esférica localizada a montante da secção S6 (Figura 8.2) não contribui para a não uniformidade na distribuição de velocidades, uma vez que se encontra totalmente aberta durante a realização de todos os ensaios, e como tal não introduz no escoamento perturbações significativas. A redução nos valores da velocidade de escoamento esperada na zona adjacente às paredes da conduta, em resultados dos efeitos viscosos que aí são induzidos ao escoamento, volta a verificar-se apenas junto à parte inferior da parede da conduta, o que fica a dever-se à dificuldade na utilização de partículas de *seeding*.

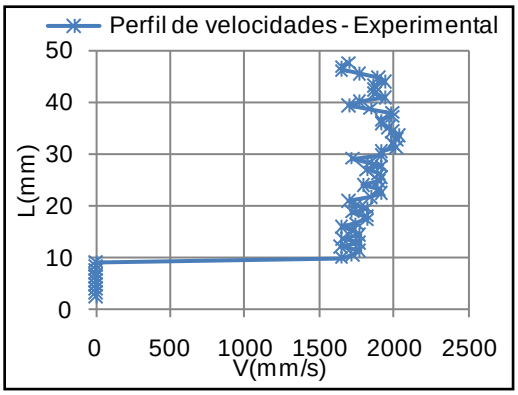


Gráfico 8.8: (a) Perfil de velocidades (mm/s) relativo ao ensaio número 20.

A última secção de escoamento analisada, localiza-se consideravelmente a jusante da bomba – turbina, pelo que o escoamento já não está sujeito a instabilidades hidrodinâmicas provocadas pela rotação da roda ou pela geometria dos acessórios da instalação. O que se confirma por observação do Gráfico 8.8, onde a distribuição dos valores de velocidade é significativamente uniforme. Esta uniformidade constitui uma indicação de que na secção S7 o escoamento ocorre em regime turbulento. Tal como acontece nos registos da secção S6, também nesta secção os diagramas de velocidade mostram menores valores apenas junto à parte inferior da parede da conduta, o que se deve às dificuldades na utilização nas partículas de *seeding*.

8.2 Resultados da modelação computacional

Por recurso ao modelo CFD, procedeu-se à simulação computacional dos ensaios realizados experimentalmente, para analisar computacionalmente a hidrodinâmica do escoamento na bomba – turbina, nas mesmas condições de operação em que se efectuaram os ensaios experimentais. A análise computacional de cada ensaio tem como objectivos: (1) obter a distribuição de parâmetros físicos descritivos da hidrodinâmica do escoamento em planos que intersectem o modelo geométrico representativo da bomba – turbina, (2) obter a variação da velocidade no trecho que pertence à secção na qual, para o mesmo ensaio, foram registados diagramas de velocidade, e cuja direcção coincide com a direcção segundo a qual o dispositivo doppler regista valores de velocidade, e (3) proceder à

comparação entre os diagramas de velocidade obtidos experimentalmente e computacionalmente. Para proceder à simulação computacional do escoamento na bomba – turbina e respectiva instalação, é necessário construir o modelo geométrico representativo da mesma instalação (Figura 8.1), por recurso a um software CAD e importá-lo de seguida para o modelo CFD. O modelo geométrico construído resulta da reunião de vários componentes sólidos independentes, dos quais os mais relevantes são o rotor e a evoluta. A modelação computacional é apenas efectuada sobre a parte da instalação em laboratório compreendida entre os pontos A e B, localizados respectivamente a montante e a jusante da bomba – turbina, e identificados na Figura 8.1. A parte da instalação a analisar por recurso ao modelo CFD, o rotor e a evoluta da bomba – turbina encontram-se representados na Figura 8.3.

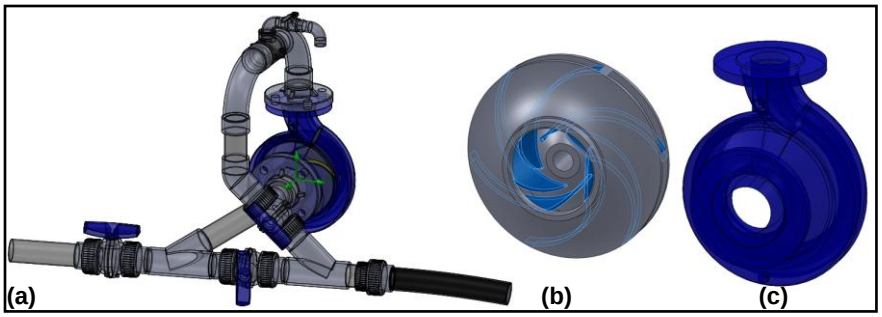


Figura 8.3: (a) Modelo geométrico da parte da instalação analisada computacionalmente. (b) Modelo geométrico do rotor da bomba – turbina. (c) Modelo geométrico da evoluta da bomba – turbina.

Os elementos utilizados para apoiar a construção da geometria do rotor da bomba – turbina foram os seguintes:

1) Valores dos parâmetros característicos do ponto de rendimento óptimo da bomba – turbina analisada. Fornecidos pelo fabricante numa folha de dados relativos ao modelo da mesma bomba – turbina e apresentados na Tabela 8.2.

2) Corte longitudinal ao eixo da bomba – turbina analisada, cuja figura se encontra no manual de instalação da mesma bomba – turbina fornecido pelo fabricante, e se reproduz aqui na Figura 8.4.

Tabela 8.2: Valores dos parâmetros característicos do ponto de rendimento óptimo da bomba – turbina analisada

Ponto de rendimento óptimo	
Caudal	$3{,}36 l/s$
Queda útil	$4m$
Rendimento	60%
Potência	$0{,}08kW$
Velocidade de rotação	$1020rpm$

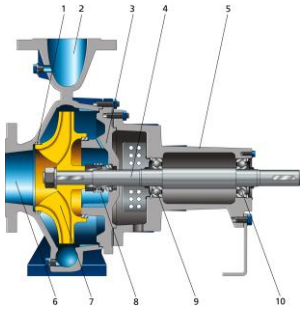


Figura 8.4: Corte longitudinal ao eixo da bomba – turbina analisada.

Para encontrar a forma característica da bomba-turbina analisada experimentalmente, pode recorrer-se à Figura 5.16, que em função do número específico de rotações n_s de uma bomba fornece a respectiva forma geométrica típica. Os valores dos parâmetros característicos do ponto de rendimento óptimo da bomba – turbina analisada (Tabela 8.2), permitem determinar o respectivo valor do número específico de rotações, segundo a equação (5.36). Assim, obtém-se para a bomba – turbina analisada $n_s = 20,90\left[m, m^3/s\right]$, o que segundo a Figura 5.16 conduz a um rotor de forma geométrica radial. O que está de acordo com a Figura 8.4, em que o rotor apresenta forma geométrica radial, pelo que a direcção principal do escoamento ao longo do rotor é maioritariamente radial. Deste modo, estão reunidas as condições para proceder à construção do modelo geométrico representativo da bomba – turbina analisada. No entanto, os dados reunidos são apenas suficientes para construir uma bomba – turbina de geometria relativamente próxima à geometria da bomba – turbina da instalação em laboratório. Para a construção da geometria dos restantes componentes da instalação recorre-se aos respectivos catálogos. Depois de importar o modelo geométrico para o modelo CFD, segue-se o procedimento para a geração automática da malha de cálculo inicial. Nesse sentido, começa-se por especificar valores para os parâmetros que regem o referido procedimento. Esta especificação de valores é efectuada tendo em vista a obtenção de malhas de resolução adequada às características dos modelos geométricos, necessária e suficiente para obter resultados com um nível de exactidão satisfatório, sem utilizar recursos computacionais significativos. Tendo em consideração a complexidade da geometria do rotor, é vantajoso refinar as células na região local do domínio computacional relativa ao rotor, recorrendo à definição de uma malha local inicial. Assim, obtém-se uma malha inicial que se ajusta melhor ao modelo geométrico, e como tal conduz a resultados que traduzem com mais precisão a dinâmica do escoamento. Definem-se os valores para os parâmetros que regem o procedimento do modelo CFD para a geração automática da malha de cálculo local inicial. Em função destes valores, o modelo CFD especifica automaticamente os restantes parâmetros que regem a geração da malha inicial, local e global. Uma vez que o campo de escoamento no interior de uma bomba – turbina apresenta significativa complexidade que lhe é imposta pelo movimento de rotação do rotor e pela geometria do rotor e da evoluta, procede-se ainda ao

refinamento da malha de cálculo inicial. Nesse sentido, atribuem-se valores aos parâmetros que regem o procedimento do modelo CFD para adaptação da malha de cálculo inicial à solução durante o cálculo.

8.3 Comparação entre modelação experimental e computacional

Todos os ensaios experimentais foram simulados computacionalmente, sendo que neste subcapítulo apenas se analisam os resultados da modelação computacional relativos a 4 dos 21 ensaios, apresentados na Tabela 8.1. Foram escolhidos, para análise dos resultados computacionais dois ensaios dos quais se obtiveram diagramas de velocidade em secções de escoamento localizadas a montante da bomba – turbina, e aos quais corresponde o caudal máximo na instalação, que atravessa as mesmas secções, e que foi regulado para os mesmos ensaios. Da mesma forma, foram escolhidos outros dois ensaios relativos a secções localizadas a jusante da bomba – turbina. Assim, analisam-se os resultados da modelação computacional relativos aos ensaios 4, 7, 13, e 16.

Uma vez que o escoamento é simulado computacionalmente apenas na parte da instalação compreendida entre os pontos A e B (Figura 8.1), considera-se a secção correspondente ao ponto A (secção SA), como a secção de entrada do escoamento, e a secção correspondente ao ponto B (secção SB), como a secção de saída do escoamento. Assim, atribuem-se as condições de fronteira às secções SA e SB. À secção de entrada do escoamento no modelo geométrico atribui-se o valor de caudal correspondente a cada ensaio, e à secção de saída atribui-se o valor da pressão obtido experimentalmente no ponto B em cada um dos ensaios. O valor da pressão lido pelos transdutores corresponde ao termo altura piezométrica da carga total do escoamento, como tal os valores da pressão obtidos experimentalmente são atribuídos à secção SB como uma pressão estática, por meio de uma condição de fronteira do tipo “pressure opening”. Para a simulação computacional de cada um dos ensaios, introduz-se como condição de operação a correspondente velocidade de rotação do rotor, obtida experimentalmente. Na Tabela 8.3, apresentam-se as condições de operação e as condições de fronteira, atribuídas a cada um dos ensaios.

Tabela 8.3: Condições de operação e condições de fronteira definidas para cada um dos ensaios.

Número do ensaio	Condições de operação	Condições de fronteira	
		SA	SB
	Velocidade de rotação (rpm)	Caudal (m^3/s)	Pressão estática (Pa)
4	1140	2,70	19411,99
7	880	2,80	26485,65
13	850	2,80	27182,74
16	880	2,77	25594,16

Ensaio 4

Na Figura 8.5 apresenta-se a distribuição do módulo da velocidade e a distribuição vectorial da velocidade em planos que intersectam o modelo geométrico. A Figura 8.5(a) mostra a resposta do escoamento à passagem pelos acessórios da instalação. Junto ao ponto A observa-se um aumento da velocidade devido à redução na área da secção transversal provocada pela braçadeira. A hidrodinâmica do escoamento que se verifica junto ao ponto B é característica das curvas ou cotovelos, assim tem-se um máximo de velocidade junto ao intradorso da derivação, e a jusante do mesmo ocorre separação do escoamento. Esta zona de separação tem como efeito uma redução na queda útil da bomba – turbina, uma vez que provoca a redução da carga do escoamento, e como tal da carga relativa a uma secção à entrada da bomba – turbina. A velocidade é reduzida junto ao extradorso da derivação, que está em contacto com a zona do by – pass (ponto E da Figura 8.5(a)), onde a velocidade é praticamente nula, uma vez que esta zona é ignorada pelo escoamento, ocorrendo apenas recirculação. As válvulas esféricas, visíveis nos pontos C e D da Figura 8.5(a), encontram-se totalmente abertas, no entanto apresentam secção transversal de área inferior à das condutas a montante e a jusante das mesmas. Por conseguinte, verificam-se perdas de carga localizadas a montante e a jusante das válvulas esféricas, sendo que as perdas de jusante apresentam um valor suficiente para serem consideradas na análise da eficiência hidráulica da instalação, e as perdas a montante podem ser desprezadas. No sentido do escoamento a velocidade aumenta no interior da válvula, tal como acontece nos estreitamentos, e volta a reduzir-se para jusante da mesma. Esta redução é mais notória junto às paredes da conduta a jusante da secção do alargamento, onde ocorre separação do escoamento com dissipação de energia.

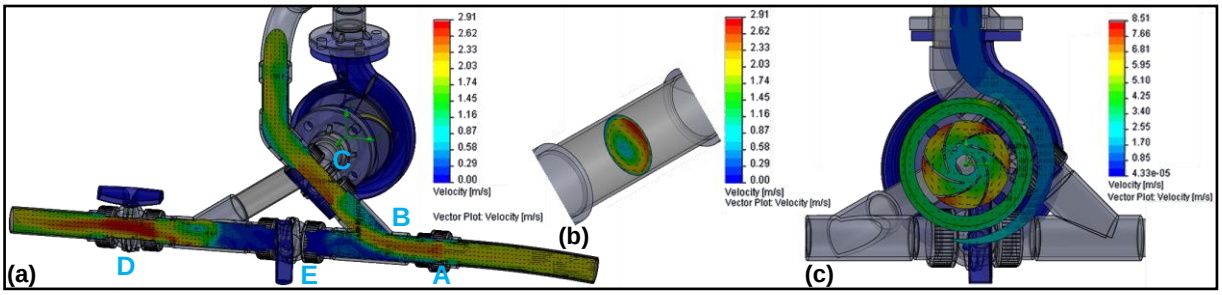


Figura 8.5: Ensaio 4. Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano transversal à conduta difusora, e (c) num plano longitudinal ao rotor.

Na Figura 8.5(b), a distribuição vectorial da velocidade confirma a rotacionalidade do escoamento na conduta difusora, e a distribuição do módulo da velocidade tangencial mostra valores crescentes do eixo para a parede da conduta. Os valores reduzidos da velocidade no sentido do escoamento que se verificam no núcleo do vórtice (localizado junto ao eixo da conduta difusora) que se forma para jusante da saída do rotor, e a velocidade acentuada com que o escoamento atinge a parede da conduta difusora, devido à rotacionalidade do escoamento, são visíveis na Figura 8.5(b). O comportamento rotacional, induzido ao escoamento pela velocidade de rotação do rotor e pela forma das respectivas pás, verifica-se

desde a saída do rotor até à secção SB de saída do modelo, tal como se observa na Figura 8.6(a). No entanto a vorticidade associada ao escoamento rotacional diminui da saída do rotor para a secção SB. As Figuras 8.5(c) e 8.6(a), apresentam valores da velocidade tangencial crescentes do eixo para a periferia do rotor. Esta variação resulta da força centrífuga que surge da rotação do rotor. O escoamento entra na evoluta e incide radialmente sobre o rotor, deste modo impõe ao rotor uma determinada velocidade de rotação. Por sua vez, a rotação do rotor faz variar continuamente a direcção do escoamento ao longo da passagem pelo rotor, pelo que à saída a direcção do escoamento é maioritariamente axial. A variação contínua da direcção do escoamento dá origem à força centrífuga, que tem como efeito o afastamento do escoamento do eixo de rotação do rotor concentrando-o na periferia do mesmo, o que justifica os maiores valores de velocidade do escoamento que se verificam na periferia do rotor, nas Figura 8.5(c) e 8.6(a). A par com os maiores valores de velocidade tangencial, também ocorrem na periferia do rotor os maiores valores da intensidade de turbulência, tal como se observa na Figura 8.6(b). Assim, a rotação do rotor tem também como efeito um aumento na intensidade de turbulência do escoamento.

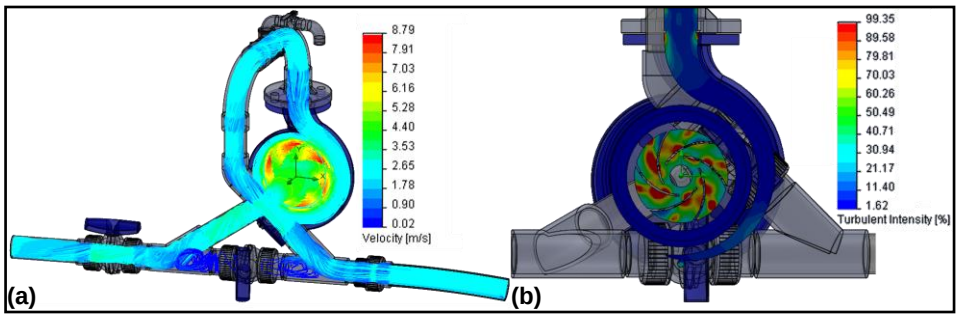


Figura 8.6: Ensaio 4. (a) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (b) Distribuição da intensidade de turbulência (%) num plano longitudinal ao rotor.

Uma vez que a bomba – turbina converte a energia mecânica total do escoamento em energia eléctrica, a pressão que se verifica na parte da instalação a jusante do rotor da bomba – turbina deve ser inferior à pressão a montante, o que se confirma por observação da Figura 8.7(a). Este diferencial de pressões traduz a queda útil da turbina resultante das condições de operação deste ensaio. A Figura 8.7(b) mostra uma redução na pressão de montante para jusante, e ao longo da passagem do escoamento pelo rotor, ou seja mostra a extracção da energia de pressão do escoamento, promovida pelo rotor. Ao vórtice que se forma à saída do rotor e que se prolonga para jusante do mesmo está associada turbulência, e instabilidade hidrodinâmica, cujos efeitos são flutuações variáveis de pressão e perdas de eficiência. As Figuras 8.7(b) e 8.7(c) mostram os valores mais reduzidos da pressão estática, respectivamente junto ao eixo do rotor e junto ao eixo da conduta difusora, onde ocorre o núcleo do vórtice que se forma para jusante da saída do rotor. A redução da pressão, característica dos núcleos dos vórtices que se verificam a jusante dos rotores, pode conduzir à ocorrência de cavitação e à inversão do sentido do escoamento. Para as condições de operação relativas a este ensaio, os valores mais reduzidos da pressão que ocorrem junto ao eixo do rotor (Figura 8.7(b)), e junto ao eixo da conduta difusora (Figura 8.7(c)), são

significativamente superiores à pressão de saturação de vapor de água, por conseguinte não se formam bolhas de vapor e não ocorre cavitação.

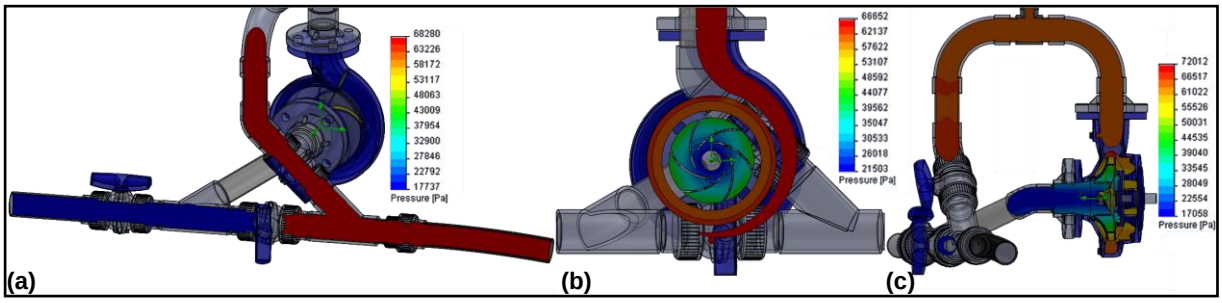


Figura 8.7: Ensaio 4. Distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano longitudinal ao rotor, e (c) num plano transversal ao rotor.

A partir da simulação computacional do ensaio 4 obteve-se na secção S2 o diagrama de velocidades, representado no Gráfico 8.9(b). A modelação experimental do mesmo ensaio permitiu o registo de cem diagramas de velocidade na respectiva secção. Procede-se à comparação entre a estimativa obtida por meio do modelo CFD e a estimativa experimental mais próxima da computacional, para o diagrama de velocidades relativo à secção S2 e às condições de operação do ensaio 4. Recorre-se ao erro médio quadrático emq para determinar qual dos cem diagramas de velocidade obtidos experimentalmente é o mais próximo do diagrama de velocidades obtido computacionalmente. O erro médio quadrático quantifica a diferença entre uma estimativa e o valor real da quantidade a ser estimada, e define-se como a raiz quadrada da média dos quadrados dos erros, ou seja pela equação (8.1).

$$emq = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} \varepsilon_i^2}{n}} \tag{8.1}$$

onde i é o índice relativo a cada um dos pontos onde foram registados valores de velocidade ao longo do trecho relativo à secção de cada ensaio, n é o número total de pontos onde foram registados valores de velocidade ao longo do trecho relativo à secção de cada ensaio, e ε_i é para cada ponto o erro ou a diferença entre o valor de velocidade registado experimentalmente e o valor de velocidade estimado computacionalmente.

Deste modo, para as condições de operação do ensaio 4, o perfil de velocidades obtido experimentalmente mais próximo do obtido computacionalmente, na secção S2, encontra-se representado no Gráfico 8.9(a). Uma comparação dos Gráficos 8.9(a) e 8.9(b), permite concluir que o diagrama de velocidades obtido por meio do modelo CFD, apenas mostra uma tendência da variação da velocidade semelhante à que se verifica no diagrama de velocidades experimental. O que se justifica tendo em conta que o modelo geométrico construído para a bomba – turbina analisada

experimentalmente é apenas uma aproximação da geometria real da mesma, cujo grau de aproximação se desconhece. Uma vez que a variação dos parâmetros físicos que caracterizam o campo de escoamento no interior de qualquer órgão hidráulico é função da geometria do mesmo, é necessário simular computacionalmente os ensaios experimentais num modelo geométrico que constitua uma reprodução exacta do órgão hidráulico analisado experimentalmente. Só assim é possível obter computacionalmente com a máxima exactidão (permitida pelo modelo CFD e pelos recursos computacionais utilizados), a reprodução da variação desses parâmetros obtida experimentalmente. Assim, as diferenças que se verificam entre os Gráficos 8.9(a) e 8.9(b), indiciam que as geometrias, da bomba – turbina analisada experimentalmente e do modelo geométrico analisado computacionalmente, são diferentes. As diferenças resultam da insuficiência de dados disponíveis, para possibilitar a construção de um modelo geométrico que represente de forma fidedigna a geometria da bomba – turbina da instalação em laboratório.

No Gráfico 8.9(a) verifica-se alguma irregularidade na distribuição dos valores da velocidade, que não é evidenciada pelo modelo CFD. Ambos os perfis de velocidade são característicos de escoamentos em regime turbulento. A velocidade média relativa ao diagrama de velocidades obtido experimentalmente é $1672,53 mm/s$, e $1319,92 mm/s$ no caso do diagrama obtido computacionalmente. A diferença na velocidade média entre os dois diagramas é pouco significativa, sendo a diferença entre velocidades máximas um pouco superior.

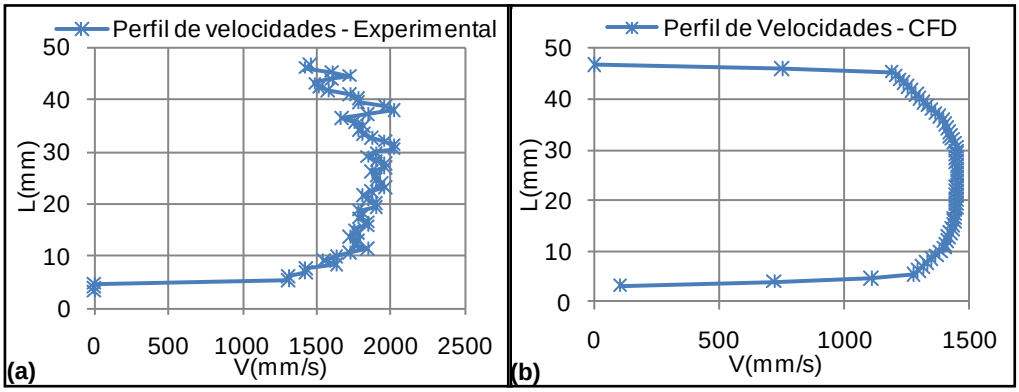


Gráfico 8.9: Ensaio 4. Perfil de velocidades (mm/s) obtido por meio de: (a) modelação experimental e (b) modelação computacional.

Ensaio 7

O comportamento do escoamento no interior da instalação resultante do ensaio 7, representado na Figura 8.8(a), é o mesmo que se verifica no ensaio 4. No entanto, uma vez que ao ensaio 7 corresponde uma velocidade de rotação inferior à obtida no ensaio 4, a velocidade máxima do escoamento resultante do ensaio 7 é também inferior à correspondente ao ensaio 4. Adicionalmente, os fenómenos

hidrodinâmicos do escoamento ao longo da instalação verificam-se com menor significado no caso do ensaio 7, tal como se conclui da comparação entre as Figuras 8.5 e 8.8.

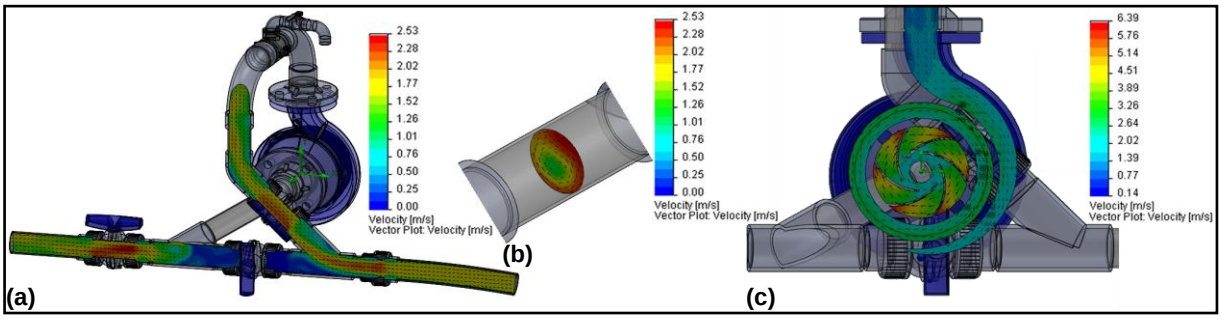


Figura 8.8: Ensaio 7. Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano transversal à conduta difusora, e (c) num plano longitudinal ao rotor.

O escoamento na conduta difusora é rotacional com velocidades tangenciais crescentes do eixo para a periferia da conduta, tal como mostra a Figura 8.8(b), sendo que este diferencial de velocidades é no caso do ensaio 7 inferior ao correspondente ao ensaio 4, uma vez que a velocidade de rotação do rotor é inferior no ensaio 7. As Figuras 8.8(c) e 8.9(a), apresentam valores da velocidade tangencial do escoamento no rotor crescentes do eixo para a periferia do mesmo, e permitem concluir que a velocidade do escoamento na periferia do rotor é superior no caso do ensaio 4 em comparação com o ensaio 7, em resultado do maior valor da velocidade de rotação resultante das condições de operação do ensaio 4. Pela mesma razão os máximos da intensidade de turbulência (Figuras 8.6(b) e 8.9(b)), que se verificam junto à periferia do rotor, são também superiores no caso do ensaio 4 em comparação com o ensaio 7.

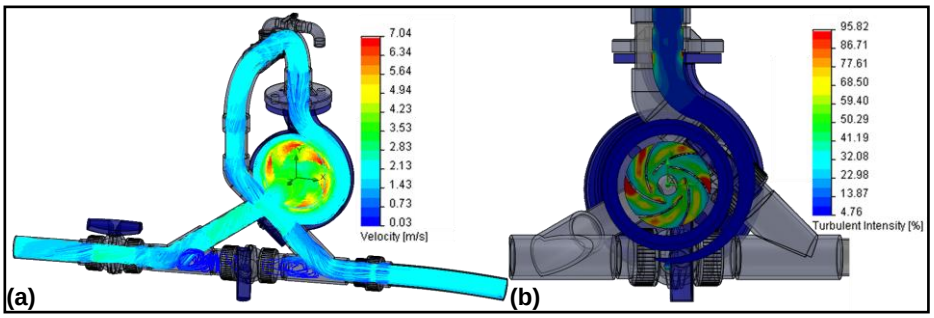


Figura 8.9 (a): Ensaio 7. Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (b) Distribuição da intensidade de turbulência (%) num plano longitudinal ao rotor.

Com a diminuição da velocidade de rotação do ensaio 4 para o ensaio 7, diminui também o diferencial de pressões que traduz a queda útil da turbina, como se conclui da comparação entre as Figuras 8.7 e 8.10. A Tabela 8.1 confirma o menor valor da queda útil resultante das condições de operação do ensaio 7, em comparação com a queda útil relativa ao ensaio 4. Os valores mais reduzidos da pressão que se verificam no núcleo do vórtice, que se forma para jusante a partir da saída do rotor (Figuras 8.10(b) e 8.10(c)), são em conformidade com o que acima se referiu, superiores aos que resultam do ensaio 4. Deste modo, as condições de escoamento no ensaio 7 são ainda menos favoráveis à ocorrência de

cavitação do que no ensaio 4. Conclui-se que com o aumento da velocidade de rotação do rotor, as condições do escoamento tornam-se mais propícias à ocorrência de cavitação, pelo que nesses casos, as condições de escoamento nas zonas críticas em relação ao desenvolvimento deste fenómeno devem ser continuamente analisadas a fim de o evitar.

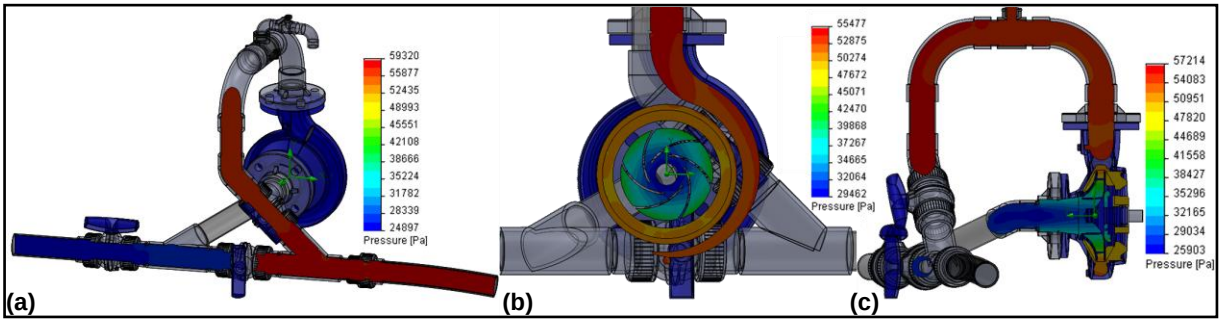


Figura 8.10: Ensaio 7. Distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano longitudinal ao rotor, e (c) num plano transversal ao rotor.

O diagrama de velocidades representado no Gráfico 8.10(a) mostra valores crescentes no sentido positivo do eixo das ordenadas, o que está em conformidade com o comportamento do escoamento ao longo dum trecho posicionado segundo o raio da curva com origem no extradorso da mesma. A variação da velocidade obtida no Gráfico 8.10(a) para o referido trecho, resulta do efeito da curva no escoamento, e dada a proximidade da secção S3 ao rotor da bomba – turbina, pode resultar também do efeito da rotação do rotor no escoamento. O diagrama de velocidades obtido computacionalmente não mostra a mesma tendência da variação da velocidade que se verifica no diagrama de velocidades experimental. O valores da velocidade média relativos aos diagramas de velocidade obtidos experimentalmente e computacionalmente, são respectivamente, $2514,67\,mm/s$ e $1549,61 mm/s$. Pelo que neste ensaio as velocidades médias relativas aos dois diagramas diferem significativamente, sendo também significativa a diferença entre velocidades máximas.

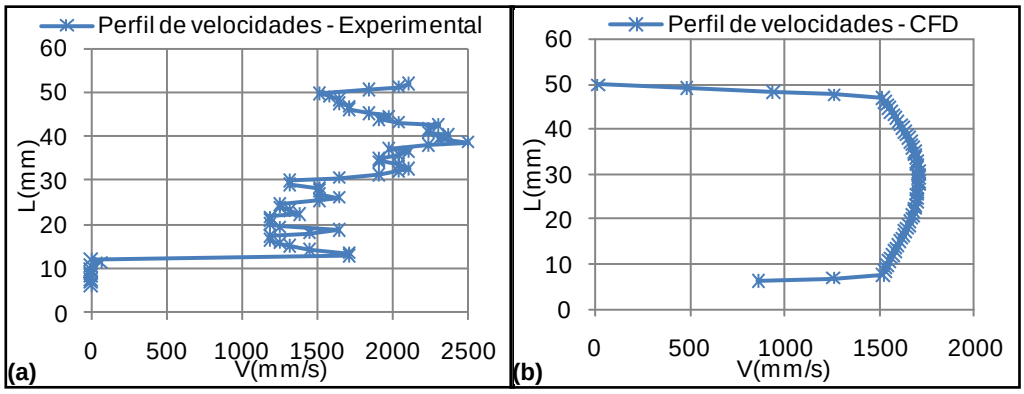


Gráfico 8.10: Ensaio 7. Perfil de velocidades (mm/s) obtido por meio de: (a) modelação experimental e (b) modelação computacional.

Ensaio 13

É no ensaio 13 que se verifica a menor velocidade de rotação e como tal os máximos da velocidade do escoamento também são menores no caso deste ensaio. Adicionalmente, o menor diferencial de velocidades que se verifica na conduta difusora, entre o eixo e a periferia da mesma (Figura 8.11(b)), em resultado do vórtice que aí se forma, corresponde a este ensaio. A área da secção transversal da conduta difusora ocupada pelo núcleo do vórtice, onde se verificam os menores valores de velocidade no sentido do escoamento, é também menor no caso deste ensaio. Por conseguinte, o bloqueio da velocidade axial do escoamento pelo vórtice é menos provável para menores velocidades da velocidade de rotação do rotor.

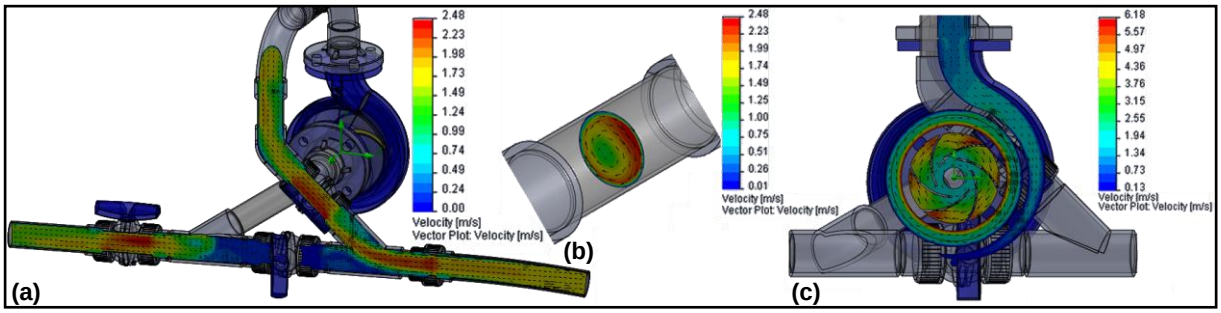


Figura 8.11: Ensaio 13. Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano transversal à conduta difusora, e (c) num plano longitudinal ao rotor.

As Figuras 8.11(c) e 8.12(a) mostram que os valores da velocidade tangencial do escoamento no rotor, são máximos junto à periferia do mesmo. Por comparação com os dois ensaios anteriores, conclui-se que os máximos da velocidade tangencial do escoamento no rotor ocorrem sempre junto à periferia do mesmo, e diminuem à medida que diminui a velocidade de rotação do rotor. Esta diminuição justifica-se tendo em conta que, a ocorrência dos valores máximos da velocidade tangencial do escoamento junto à periferia do rotor, é um efeito da velocidade de rotação do mesmo. Os máximos da intensidade de turbulência (Figura 8.11(b)) também ocorrem na periferia do rotor, em resultado dos máximos valores da velocidade tangencial que aí se verificam. Como tal, os máximos da intensidade de turbulência são também menores no caso deste ensaio, em comparação com os dois anteriores.

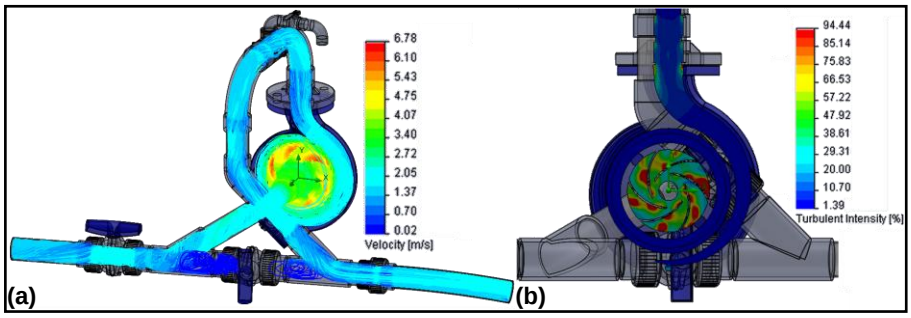


Figura 8.12: Ensaio 13. (a) Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (b) Distribuição da intensidade de turbulência (%) num plano longitudinal ao rotor.

Tal como se concluiu anteriormente, a queda útil da bomba – turbina diminui com a redução da velocidade de rotação. Uma vez que a menor velocidade de rotação obtida corresponde a este ensaio, espera-se que o mesmo conduza a um menor diferencial de pressões entre montante e jusante do rotor da bomba – turbina, o que se confirma por comparação da Figura 8.13(a) com as Figuras 8.7(a) e 8.10(a). Assim, a menor queda útil da bomba – turbina resulta das condições de operação relativas a este ensaio, tal como se verifica na Tabela 8.1. Adicionalmente, concluiu-se que a susceptibilidade à ocorrência de cavitação aumenta com a velocidade de rotação do rotor. Uma vez que nos ensaios anteriores a variação da pressão não gera condições para que ocorra cavitação a jusante do rotor, onde a pressão apresenta os valores mais reduzidos em resultado do vórtice que aí se forma, então este ensaio também não conduz à ocorrência de cavitação, o que se confirma nas Figura 8.13(b) e 8.13(c).

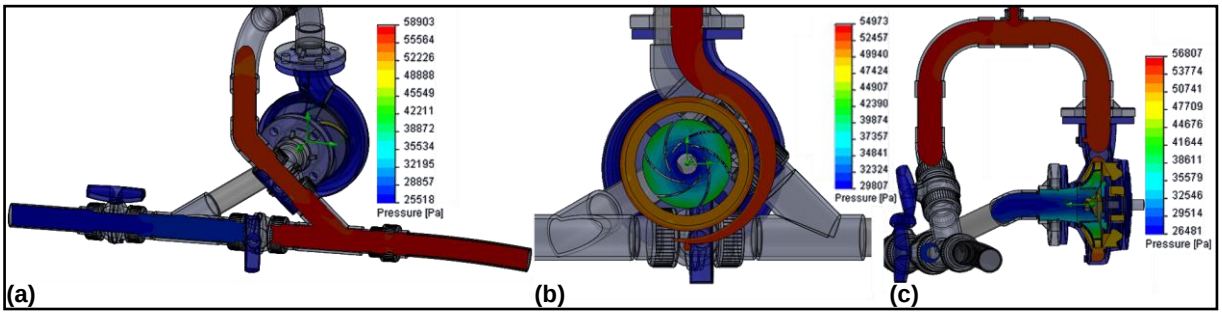


Figura 8.13: Ensaio 13. Distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano longitudinal ao rotor, e (c) num plano transversal ao rotor.

A secção S5 da conduta difusora é atravessada por um vórtice turbulento cujo núcleo, onde se verificam os valores mais reduzidos da velocidade do escoamento através desta secção, se localiza na zona do centro da mesma. Por observação dos Gráficos 8.11, conclui-se que ambos os diagramas de velocidade obtidos traduzem este comportamento rotacional do escoamento, que se verifica na secção S5. Uma vez que os Gráficos 8.11(a) e 8.11(b), apresentam valores de velocidade mínimos aproximadamente junto ao eixo da conduta, e crescentes do eixo para a periferia da mesma, em conformidade com a redução da vorticidade do escoamento no mesmo sentido. Dada a proximidade da secção S5 ao escoamento turbulento no rotor da bomba – turbina, espera-se uma distribuição de velocidade irregular para o diagrama de velocidades relativo a esta secção. Apenas o diagrama de velocidades experimental mostra a irregularidade esperada, ainda assim permite a identificação do padrão de escoamento típico dos difusores das turbinas de reacção. O valores da velocidade média relativos aos diagramas de velocidade obtidos experimentalmente e computacionalmente, são respectivamente, $1611{,}10\,mm/s$ e $1687{,}07\,mm/s$. Assim, neste ensaio a diferença na velocidade média entre os dois diagramas é pouco significativa, e o mesmo se verifica em relação à diferença entre velocidades máximas.

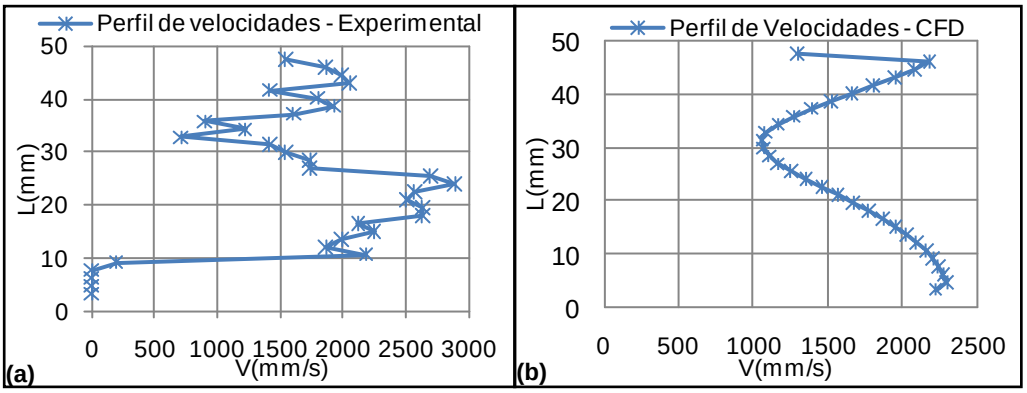


Gráfico 8.11: Ensaio 13. Perfil de velocidades (mm/s) obtido por meio de: (a) modelação experimental e (b) modelação computacional.

Ensaio 16

Ao ensaio 16 corresponde uma velocidade de rotação um pouco superior à resultante das condições de operação do ensaio 13. Por conseguinte, a velocidade máxima do escoamento resultante do ensaio 16 é também superior à correspondente ao ensaio 13, tal como se conclui da comparação entre as Figuras 8.11 e 8.14.

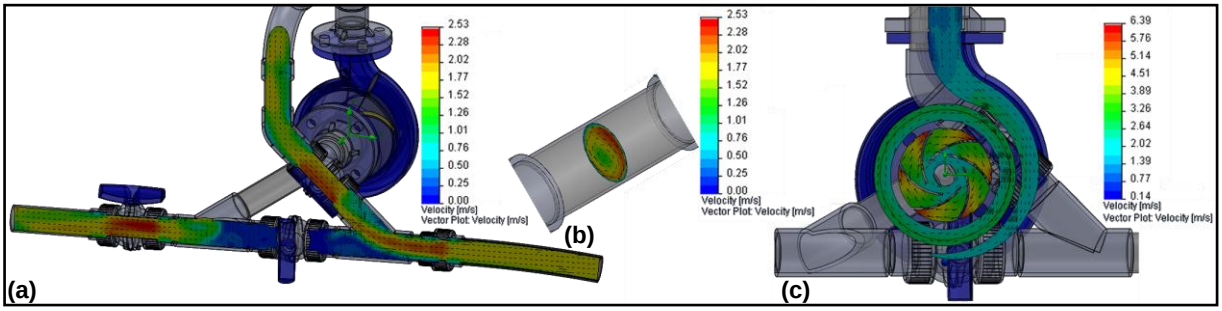


Figura 8.14: Ensaio 16. Distribuição do módulo da velocidade (m/s) e distribuição vectorial da velocidade (m/s), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano transversal à conduta difusora, e (c) num plano longitudinal ao rotor.

O diferencial de velocidades tangenciais entre o eixo e a periferia da conduta difusora (Figura 8.14(b)), resultante da rotacionalidade do escoamento no interior da mesma, é no caso deste ensaio um pouco superior ao do ensaio 5. A velocidade tangencial do escoamento no rotor aumenta do eixo para a periferia do mesmo, tal como se observa nas Figuras 8.14(c) e 8.15(a). Sendo a velocidade máxima tangencial do escoamento no rotor superior no caso do ensaio 16, em comparação com o ensaio 13, uma vez que a velocidade de rotação do rotor resultante do ensaio 16 é também superior. A intensidade de turbulência também aumenta com a velocidade de rotação do rotor, como tal junto à periferia do rotor os máximos da intensidade de turbulência, são também superiores no caso do ensaio 16 em comparação com o ensaio 13.

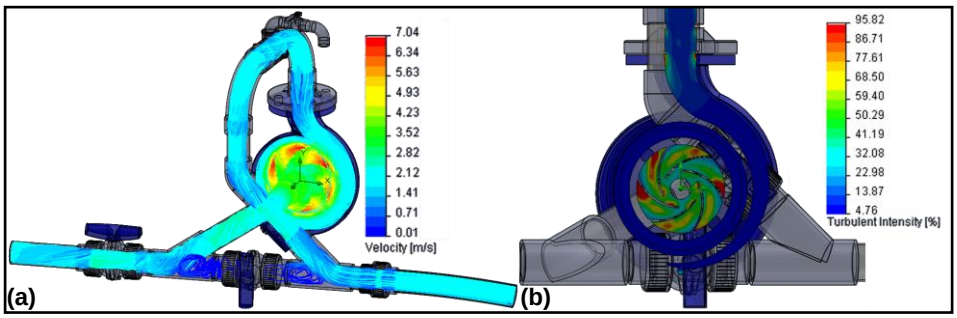


Figura 8.15: Ensaio 16. Trajectórias do escoamento (m/s) ao longo do modelo geométrico. (b) Distribuição da intensidade de turbulência (%) num plano longitudinal ao rotor.

Da comparação do ensaio 7 com o ensaio 4 concluiu-se, que à maior velocidade de rotação do ensaio 4 corresponde um valor inferior da pressão a jusante do rotor. Deste modo, da maior velocidade de rotação correspondente ao ensaio 16, em comparação com ensaio 13, deve resultar um diferencial de pressões, entre montante e jusante do rotor, superior ao que resulta do ensaio 13. O que se confirma da comparação entre as Figuras 8.13 e 8.16. Na Tabela 8.1 confirma-se que à maior velocidade de rotação resultante do ensaio 16 corresponde a maior queda útil, em comparação com o ensaio 13. No núcleo do vórtice que se forma a jusante da saída do rotor (Figuras 8.16(b) e 8.16(c)), verificam-se os valores mais reduzidos da pressão, que são neste caso inferiores aos que resultam do ensaio 13. No entanto, não são suficientemente reduzidos para que se formem bolhas de vapor e ocorra cavitação.

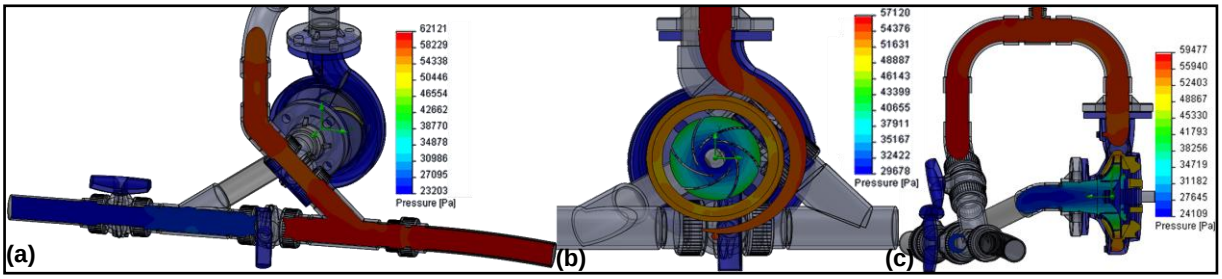


Figura 8.16: Ensaio 16. Distribuição da pressão estática (Pa), (a) num plano longitudinal ao modelo geométrico, (b) num plano longitudinal ao rotor, e (c) num plano transversal ao rotor.

O vórtice que se forma a partir da saída do rotor e ao longo da conduta difusora prolonga-se até à secção S6, tal como se observa na Figura 8.15(a). Assim, ainda que a intensidade do vórtice se reduza até esta secção, espera-se uma redução nos valores da velocidade junto ao eixo da conduta na secção S6. Esta redução deveria verificar-se nos diagramas de velocidade obtidos para esta secção, aproximadamente junto ao centro do eixo das ordenadas, com uma amplitude inferior à redução relativa à secção S5, que se observa no Gráfico 8.1. No entanto, o diagrama de velocidade obtido computacionalmente para a secção S6 e o diagrama experimental que lhe é mais próximo obtido para a mesma secção, não reflectem a referida variação esperada para a velocidade. Tal como se observa no Gráfico 8.12, ambos os diagramas de velocidade apresentam valores mais reduzidos junto à parte inferior da conduta, e não junto ao centro da mesma como seria de esperar. Adicionalmente, ambos apresentam os valores

máximos da velocidade junto à parte superior da conduta, que voltam a diminuir até à parede da mesma em resultado das tensões tangenciais viscosas que aí se verificam. Assim, o diagrama de velocidades obtido por meio do modelo CFD, mostra a mesma tendência do comportamento do escoamento que se verifica no diagrama de velocidades experimental. O valores da velocidade média relativos aos diagramas de velocidade obtidos experimentalmente e computacionalmente, são respectivamente, $1765,82\,mm/s$ e $1885,68\,mm/s$. Neste ensaio as velocidades médias relativas aos dois diagramas são bastante próximas, no entanto a diferença entre velocidades máximas é significativa.

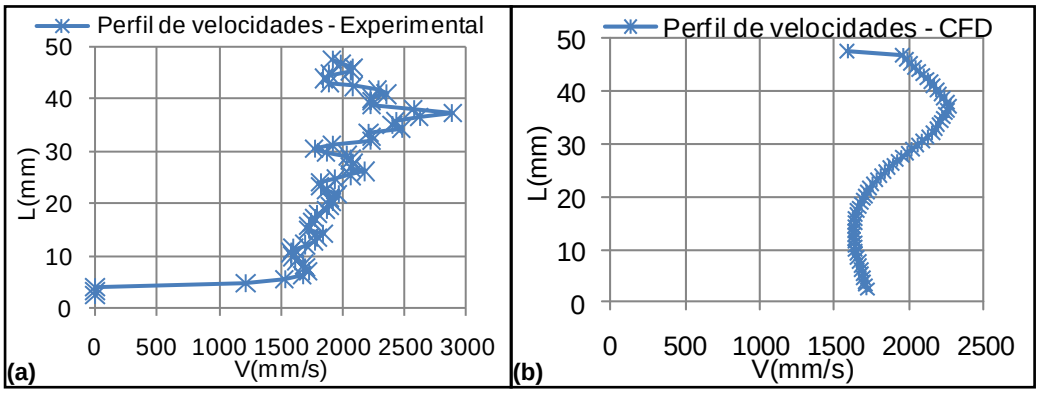


Gráfico 8.12: Ensaio 16. Perfil de velocidades (mm/s) obtido por meio de: (a) modelação experimental e (b) modelação computacional.

9 Conclusões e recomendações

9.1 Principais conclusões

Esta dissertação aborda a componente teórica das leis de resistência dos escoamentos permanentes, sobre as características da geometria e do comportamento hidráulico em componentes de aproveitamentos hidroeléctricos, nomeadamente acessórios, válvulas de controlo de caudal, tomadas de água e turbinas, do tipo Francis e hélice. São apresentadas as equações fundamentais que regem a dinâmica dos fluidos (neste trabalho para a água) e que são a base dos modelos CFD, e por análises numéricas tridimensionais da hidrodinâmica do escoamento em componentes dos sistemas. Os componentes analisados têm como domínio de aplicação os aproveitamentos hidroeléctricos para diferentes quedas. Recorre-se a um modelo CAD, para a concepção dos vários modelos geométricos, e a um modelo CFD para a construção das malhas de cálculo, definição das condições de fronteira, e análise tridimensional da hidrodinâmica do escoamento nos referidos componentes. A análise do escoamento através do modelo CFD permite obter uma descrição numérica do campo de escoamento, ou seja distribuições de parâmetros físicos descritivos do mesmo, por meio de vários recursos para processamento de resultados. A descrição numérica do campo de escoamento permite determinar valores médios da pressão, velocidade e caudal em secções de escoamento, obter a variação destas grandezas ao longo de trechos lineares, e avaliar perdas de carga, a queda útil, a variação da pressão e outros parâmetros característicos do escoamento. Adicionalmente, permite concluir sobre fenómenos hidrodinâmicos relativos ao escoamento no interior de cada modelo geométrico, para diferentes configurações, nomeadamente separação da camada limite, cavitação, vorticidade, com recirculação e inversão do escoamento, e turbulência.

As conclusões sobre cada um dos fenómenos analisados podem obter-se para diferentes condições de fronteira do campo de escoamento, e diferentes condições de operação dos modelos geométricos. Deste modo, é possível efectuar análises de sensibilidade que permitem estabelecer comparações, e, assim, retirar conclusões sobre quais as condições de operação que permitem, para cada conjunto de condições de fronteira, a aproximação a condições não perturbadas do escoamento, e identificar as melhores eficiências hidráulicas e energéticas.

A integração entre a investigaçãoteórica e a análise numérica do escoamento, permitiram compreender e tirar conclusões sobre os fenómenos hidrodinâmicos do escoamento no interior dos elementos, sobre os efeitos das características da fronteira geométrica no comportamento do escoamento, e sobre a interacção entre o escoamento à saída de um componente e o escoamento à entrada do componente seguinte, ao longo de cada modelo geométrico.

Na análise da hidrodinâmica do escoamento numa tomada de água, com base num modelo existente que depois é alterado com vista a optimizar a forma geométrica, os efeitos da geometria no campo do escoamento mostram que o modelo optimizado conduz a melhores eficiências hidráulicas. Os modelos

CFD permitem a análise dos efeitos de diferentes configurações geométricas do campo do escoamento, e assim tendo por base um conjunto de objectivos a atingir em relação à eficiência hidráulica e energética, é possível definir para a fronteira a configuração geométrica e/ou as respectivas condições de operação óptimas, ou seja as que melhor satisfazem os referidos objectivos.

A análise experimental sobre modelos à escala reduzida ou em protótipos à escala real permite efectuar o mesmo tipo de análise, no entanto, a análise numérica tem sobre a experimental a vantagem de ser mais económica em termos monetários e temporais e de poder testar facilmente vários cenários de operação e proceder a análises de sensibilidade em termos de parâmetros característicos. O modelo CFD (EFD - Mentor Graphics) utilizado permitiu simular o desempenho de cada configuração geométrica para diferentes condições de operação, e assim obter, por optimização, a configuração óptima da fronteira e as melhores condições de operação. Para garantir que o nível de precisão dos resultados obtidos é satisfatório, devem ser efectuadas verificações das formulações analíticas, incorporadas no modelo CFD para o cálculo numérico do campo do escoamento. Para verificar a adequação das formulações analíticas à dinâmica de fluidos em análise, deve proceder-se à comparação dos resultados obtidos pela modelação computacional com resultados experimentais. A realização de análises experimentais permitem validar a adequação do modelo numérico ao fenómeno físico em estudo, para várias condições de operação. Sendo assim a análise numérica reduz a necessidade de construção de modelos físicos, assim como o tempo e gastos associados. Neste estudo, obtêm-se resultados experimentais tendo em vista a comparação com os resultados obtidos por meio do modelo CFD, para as mesmas condições em que foram realizadas as análises experimentais, a fim de avaliar o nível de precisão dos resultados numéricos e validar o modelo CFD. As diferenças entre o modelo físico analisado experimentalmente e o modelo geométrico analisado computacionalmente não foram significativas podendo-se concluir sobre a precisão dos resultados obtidos pelo modelo CFD, para a resolução da malha gerada e para os recursos computacionais disponíveis. Com vista a melhorar a precisão dos resultados computacionais, alteram-se os valores dos parâmetros que regem o procedimento automático de geração da malha de cálculo inicial, e o procedimento para o refinamento da mesma durante o cálculo, especificando valores mais exigentes. Estas alterações são efectuadas até se obter uma adequação satisfatória entre os resultados, e sem ultrapassar o limite de resolução da malha, que depende dos recursos computacionais disponíveis. As resoluções mais finas da malha conduzem a um maior número de nós, onde se determinam as variáveis descritivas do escoamento, pelo que nestes casos o cálculo requer maiores recursos computacionais. Assim, a definição da malha de cálculo é um dos passos mais determinantes, para a obtenção de resultados de precisão adequada aos objectivos de cada análise.

9.2 Recomendações para futura investigação

Este estudo permite concluir que a análise da hidrodinâmica do escoamento, por meio de modelos CFD e complementada por análise experimental, constitui um apoio considerável ao projecto de componentes de aproveitamentos hidroeléctricos, reunindo as vantagens de ambas as análises, computacional e experimental, permitindo uma melhor compreensão dos fenómenos complexos existentes no seio do escoamento. Como tal, recomenda-se o recurso a este tipo de abordagem no projecto e optimização da geometria de órgãos hidráulicos, em especial de aproveitamentos hidroeléctricos e na definição das condições de operação de instalações hidráulicas. Para obter resultados adicionais que permitam conclusões adicionais sobre a hidrodinâmica do escoamento nos componentes de aproveitamentos hidroeléctricos, deve prosseguir-se com análises orientadas do tipo:

1. Analisar a hidrodinâmica do escoamento noutras componentes de aproveitamentos hidroeléctricos, que não foram possíveis de ser analisadas em tempo útil (como tomadas de água do tipo tirolês, turbinas de eixo horizontal, turbinas instaladas em câmara aberta);

2. Analisar a hidrodinâmica do escoamento em condições de regime variável, para obter uma caracterização global do comportamento dinâmico de aproveitamentos hidroeléctricos, através da construção de malhas móveis para análise das variáveis fundamentais que caracterizam os efeitos dinâmicos que podem por em risco as infra-estruturas;

3. Conceber componentes de aproveitamentos hidroeléctricos com configurações geométricas alternativas, e definir para as mesmas os domínios de aplicação e as condições de operação óptimas, que possibilitem maiores eficiências hidráulicas e energéticas. Recorrendo para tal a análises de sensibilidade e a processos de optimização, apoiados por modelos CFD.

4. Proceder a análises experimentais sobre modelos físicos representativos das componentes de aproveitamentos hidroeléctricos concebidas por meio de modelos CFD, para várias condições de operação, a fim de verificar e validar os resultados obtidos computacionalmente. Proceder à monitorização com vista à verificação da resposta do sistema e melhoria da sua concepção.

Considera-se, contudo, que o estudo compreendeu as principais componentes associadas aos aproveitamentos hidroeléctricos, no domínio da eficiência e controlo, e identificação de perdas energéticas e efeitos hidrodinâmicos dissipativos, como a turbulência, os efeitos de atrito, as tensões tangenciais de arrastamento, a vorticidade e as zonas de separação do escoamento.

10 Referências bibliográficas

ALMEIDA, A. B. e MARTINS, S. C. 1999. Controlo Hidráulico – Operacional de Sistemas Adutores, 1ª edição. Empresa Portuguesa das Águas Livres, S.A. (EPAL).

ASCE. 1995. Guidelines for Design of Intakes for Hydroelectric Plants. Committee on Hydropower Intakes of the Energy Division of the American Society of Civil Engineers, Estados Unidos da América.

BARNES, M. 2009. Hydropower in Europe: Current Status, Future opportunities. Hydro Group.

DOUGLAS, J. F. GASIOREK, J.M., SWAFFIELD, J.A. 1998. Fluid Mechanics. 3rd Edition, Longman Group Limited.

ESHA. 2004. Guide on How to Develop a Small Hydropower Plant. ESHA.

IDEL'CIK, I. E.1999. Handbook of hydraulic resistance. 3rd Edition. Begell House, New York.

KOTHANDARAMAN, C.P. e RUDRAMOORTHY, R. 2007. Fluid Mechanics and Machinery, 2ªedição. New age international (P) limited, publishers, New Delhi.

KSB. 2005. Pumps and Systems. Pumps As Turbines. Techno digest No. 11. KSB.

LENCASTRE, A. 1983. Hidráulica Geral. Hidroprojecto, Lisboa.

LEVIN, 1955. De la Determination des Pertes de Charge dans létranglement des chaminées d'equilibre - La Houille Blanche.

MASSEY, B. 2006. Mechanics of fluids. 8ª edição. Taylor & Francis, Abingdon.

MAZANARES, A. A. 1980. Hidráulica Geral, Técnica, A.E.I.S.T, Lisboa.

MENTOR GRAPHICS – FloEFD 2008. Technical Reference, edição de autor, E.U.A.

NOVAIS-BARBOSA, J. 1985. Mecânica dos fluidos e hidráulica geral, volumes 1 e 2, Porto Editora.

PINHEIRO, A. N. 2006. Folhas de apoio à disciplina de Estruturas e Aproveitamentos Hidráulicos. Tomadas de Água em Albufeiras. Instituto Superior Técnico, Lisboa.

QUINTELA, A. C. 2005. Hidráulica, 9ª edição. Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa.

RAMOS, H. 2000. Guidelines for Design of Small Hydropower Plants. Book published by WREAN (Western Regional Energy Agency and Network) and DED (Department of Economic Development - Energy Division). Belfast, North Ireland.

RAMOS, H. 2002. Sistemas elevatórios e hidroeléctricos. Folhas para apoio à disciplina de Sistemas elevatórios e Hidroeléctricos do Mestrado em Hidráulica e Recursos Hídricos. IST – DECivil.

RAMOS, H. 2002. Transitórios Hidráulicos em Pressão. Textos de apoio às aulas de Mestrado da disciplina de Escoamentos Variáveis. IST – DECivil.

RAMOS, H. 2003. Hydropower and Pumping Systems. MSc of Hydraulic and Water Resources. IST, DECivil.

RAMOS, H. 2004. Efeitos Dinâmicos não Convencionais em Sistemas Hidráulicos em Pressão. Folhas de apoio às disciplinas de Escoamentos Variáveis e de Sistemas elevatórios e hidroeléctricos do Mestrado em Hidráulica e Recursos Hídricos. IST – DECivil.

RAMOS, H. 2004. Non conventional dynamic efefcts in Pressurised hydraulic systems. Elements to support the course Unsteady Flows and Hydropower and Pumping Systems of Hydraulic MSc Course. IST – DECivil.

RAMOS, H. 2010. Fundamentos e orientações no projecto de Pequenos Aproveitamentos Hidroeléctricos: critérios e dimensionamento. Texto teórico para a disciplina de Estruturas e Aproveitamentos Hidráulicos do 5º ano do MEC. IST – DECivil.

RAMOS, H. and ALMEIDA, A. B. 2001. Dynamic orifice model on waterhammer analysis of high and medium heads of small hydropower schemes. Journal of Hydraulic Research, IAHR, Vol. 39 (4), pp. 429-436, ISSN-0022-1686.

RAMOS, H. and ALMEIDA, A. B. 2002. Parametric Analysis of Waterhammer Effects in Small Hydropower Schemes. HY/1999/021354. ASCE - Journal of Hydraulic Engineering. Volume 128, 7, pp. 689-697, ISSN 0733-9429.

RAMOS, H. and ALMEIDA, A. B. 2002. Parametric Analysis of Waterhammer Effects in Small Hydropower Schemes. HY/1999/021354. ASCE - Journal of Hydraulic Engineering. Volume 128, 7, pp. 689-697, ISSN 0733-9429.

RAMOS, H. and ALMEIDA, A. B. 2003. Dynamic effects in micro-hydro modelling – "Water Power and Dam Construction decided to choose this paper as an excellent example of the papers of Dam Engineering features, from 2002". Pp. Water Power & Dam Construction, ISSN 0306-400X, February, UK.

RAMOS, H. and ALMEIDA, A.B. 2005. Control of dynamic effects in small hydro with long hydraulic circuits. A special issue of International Journal of Global Energy Issues (IJGEI) devoted to Small Hydro Power Systems. IJGEI V24, (1-2), pp. 47-58.

RAMOS, H. and BORGA, A. 2000. Pumps as turbines: Unconventional solution to energy production. Urban Water International Journal, Elsevier Science Ltd., Exeter, Volume1, nº 3 (1999), pp. 261-265, Reino Unido, ISSN 1462-0758.

RAMOS, H.M. and MELO, N. 2010. Clean Power in Water Supply Systems as a Sustainable Solution: from Conceptual to Practical Analysis, IWA Publishing, Water Science & Technology. WSTWS, 10 (1).

RAMOS, H.M., BORGA, A. and SIMÃO, M. 2009. New design solutions of low power for energy production in water pipe systems, Water Science and Engineering, 2(4): 69-84, doi:10.3882/j.issn.1674-2370.2009.04.007.

RAMOS, H.M., VIEIRA, F. and COVAS, D. 2010. Energy efficiency in a water supply system. Water Science and Engineering, Vol. 3 (3), 331-340.

RAMOS, J.S. and RAMOS, H.M. 2009. Sustainable application of renewable sources in water pumping systems: optimised energy system configuration, (doi:10.1016/ j.enpol. 2008.10.006) Energy Policy 37, 633-643.

RAMOS, J.S., and RAMOS, H.M. 2009. Solar powered pumps for water supply in rural or isolated zones: a case study, doi:10.1016/j.esd.2009.06.006, Energy for Sustainable Development ESD 13 (2009) 151-158, ISSN: 0973-0826, Elsevier.

RAMOS, J.S., and RAMOS, H.M. 2010. Multi-criterion optimization of energy management in drinking systems. Water Science and Technology. WSTWS, 10(2), pp 129–144, 2010. doi: 10.2166/ws.2010.011.

ROUND, G. F. 2004. Incompressible flow turbomachines. Elsevier Inc, Oxford.

TULLIS, J. P. 1989. Hydraulics of Pipelines: Pumps, Valves, Cavitation, Transients. John Wiley & Sons, Inc..

VIANA, A.N. e ALENCAR, H.S. 1999. Análise experimental de turbinas hidráulicas operando com rotação variável. Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

VIEIRA, F. and RAMOS, H.M. 2008. Hybrid Solution and Pump-Storage Optimisation in Water Supply System Efficiency: A Case Study, (doi:10.1016/j.enpol.2008.07.040), Energy Policy 36, 4142-4148.

VIEIRA, F. and RAMOS, H.M. 2009. Optimization of operational planning for wind / hydro hybrid Water Supply Systems, Renewable Energy (doi:10.1016/j.renene.2008.05.031), The digital object identifier (DOI) may be used to cite and link to electronic documents. Copyright © 2008 Elsevier Ltd All rights reserved. Renewable Energy 34, 928-936.

VIEIRA, F. and RAMOS, H.M. 2009. Optimization of the energy management in water supply systems. Water Science & Technology. WSTWS Vol 9 No 1 pp 59–65 © IWA Publishing doi:10.2166/ws.2009.768.

VISSER, F.C., BROUWERS, J.J.H. and JONKER, J.B. 1999. Fluid flow in a rotating low-specific-speed centrifugal impeller passage. J. Fluid Dynamics Research, 24, pp. 275-292.

WENDT, J. F. 2009. Computational Fluid Dynamics. An introduction. 3ª edição. Belgium.

ZAPPE, R. W. 1999. Valve selection handbook, 4ª edição. Gulf Publishing Company, Houston.

Sites Consultados:

(European Leader Renewable Energy Network) – http://www.elren.net/

(Hydro World.Com) – http://www.hydroworld.com/index.html

(Renewable Energy World.com) – http://www.renewableenergyworld.com

(Tyco valves and controls) – http://www.tycoflowcontrol-eu.com/